

Steffen Winkler

**Analyse von Bestandspumpen am Universitätsklinikum
Leipzig und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei
Überführung in Hocheffizienztechnik**

DIPLOMARBEIT

**HOCHSCHULE MITTWEIDA
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES**

Fachbereich: Maschinenbau / Feinwerktechnik

Mittweida, 2011

Steffen Winkler

**Analyse von Bestandspumpen am Universitätsklinikum
Leipzig und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei
Überführung in Hocheffizienztechnik**

eingereicht als

DIPLOMARBEIT

an der

HOCHSCHULE MITTWEIDA
UNIVERSITY OF APPLIED SCIENCES

Fachbereich: Maschinenbau / Feinwerktechnik

Mittweida, 24.02.2011

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Berndt Gaier

Zweitprüfer: Ing.-Ökonom Klaus-Peter Helmchen

Vorgelegte Arbeit wurde verteidigt am:

Bibliographische Beschreibung

Winkler, Steffen:

Analyse von Bestandspumpen am Universitätsklinikum Leipzig und Wirtschaftlichkeitsbetrachtung bei Überführung in Hocheffizienztechnik. –2011. -61 S. Mittweida, Hochschule Mittweida (FH), Fachbereich Maschinenbau / Feinwerktechnik, Diplomarbeit, 2011

Kurzreferat

Ziel der Diplomarbeit ist es, von den Pumpen des Universitätsklinikum Leipzig den Ist-Zustand darzulegen und auf Einsparpotentiale zu untersuchen. Es gilt herauszufinden welche Investitionssummen aufgewendet werden müssen um diese in die Hocheffizienztechnik zu überführen. Als Ergebnis soll eine dreistufige Beurteilung der Pumpen erfolgen. Diese stellt anhand der drei Kriterien wirtschaftlich, wirtschaftlich grenzwertig und unwirtschaftlich die ökonomische Sinnhaftigkeit des Austausches dar. Weiterhin sollen die Pumpen auf die Dimensionierung, die Einstellung des Betriebspunktes sowie die Laufzeiten untersucht und gleichzeitig Optimierungsvorschläge ausgearbeitet werden.

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|-------|---|------|
| I. | Abbildungsverzeichnis..... | IV |
| II. | Tabellenverzeichnis..... | V |
| III. | Abkürzungsverzeichnis..... | VI |
| IV. | Symbolverzeichnis | VII |
| V. | Formelverzeichnis | VIII |
| 1 | Problemdarstellung | 1 |
| 1.1 | Ziel der Diplomarbeit | 1 |
| 1.2 | Abgrenzung..... | 1 |
| 1.3 | Herangehensweise..... | 2 |
| 1.4 | Das Arbeitsumfeld..... | 2 |
| 1.4.1 | Das Universitätsklinikum Leipzig AöR..... | 2 |
| 1.4.2 | Zuordnung der Diplomstelle zu einem Organisationsbereich..... | 3 |
| 2 | Pumpen und Pumpensysteme | 3 |
| 2.1 | Geschichtlicher Kurzaufsatz..... | 3 |
| 2.2 | Die deutsche Pumpenindustrie | 4 |
| 2.2.1 | Leistungsfähigkeit | 4 |
| 2.2.2 | Wirtschaftliche Stärke | 5 |
| 2.2.3 | Hersteller..... | 7 |
| 2.3 | Grundlagen Pumpen | 8 |
| 2.3.1 | Pumpen allgemein | 8 |
| 2.3.2 | Kennlinien und Betriebspunkt..... | 11 |
| 2.3.3 | Dimensionierung und Laufzeit..... | 14 |
| 2.3.4 | Typische Regelungen / Steuerungen | 17 |
| 2.4 | Pumpen in unterschiedlichen Systemen | 19 |
| 2.4.1 | Pumpen in Heizkreisläufen | 19 |
| 2.4.2 | Pumpen in Wasserkreisläufen..... | 19 |
| 2.4.3 | Pumpen in Kühlsystemen | 20 |
| 2.4.4 | Pumpen in sonstigen Systemen..... | 20 |
| 2.5 | Kapitelresümee | 20 |
| 3 | Lösungsfindung | 21 |
| 3.1 | Darstellung des Ist-Zustandes..... | 21 |
| 3.1.1 | Das Pumpensystem des Operativen Zentrums..... | 21 |

| | | |
|-------|--|------|
| 3.1.2 | Die installierten Zirkulationspumpen | 22 |
| 3.2 | Untersuchung des Ist-Zustandes im OPZ | 30 |
| 3.2.1 | Dimensionierung | 30 |
| 3.2.2 | Betriebspunkt und Laufzeit..... | 32 |
| 3.3 | Untersuchung der Einsparpotentiale | 32 |
| 3.4 | Kosten der Überführung in Hocheffizienztechnik | 34 |
| 3.4.1 | Kosten allgemein..... | 34 |
| 3.4.2 | Untersuchung der Fördermöglichkeiten | 35 |
| 3.4.3 | Einstieg in die Investitionsrechnung | 36 |
| 3.4.3 | Kostenermittlung | 38 |
| 3.4.4 | Kapitalwertberechnung | 48 |
| 4 | Einschätzung und Bewertung..... | 50 |
| 4.1 | Optimaler Ersatzzeitpunkt | 50 |
| 4.2 | Monetäre Wirkungsbewertung | 55 |
| 4.3 | Gesamtbewertung | 60 |
| 5 | Ausblick..... | 60 |
| VI. | Anhang | XI |
| VII. | Quellenverzeichnis | XXII |
| XIII. | Erklärung zur selbständigen Anfertigung der Arbeit | XXVI |

I. Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|----|
| Abb. 1 Produktions- und Exportvolumen der Jahre 2006 – 2009 | 6 |
| Abb. 2 Exportnationen, prozentuale Anteile 2008 (ohne Hydropumpen)..... | 7 |
| Abb. 3 Beispiel QH – Diagramm mit Pumpenkennlinie..... | 12 |
| Abb. 4 Beispiel QH – Diagramm mit Anlagenkennlinie | 13 |
| Abb. 5 QH – Diagramm mit Pumpenkennlinie und Anlagenkennlinie | 14 |
| Abb. 6 Pumpenkennlinie bei Reihenschaltung | 15 |
| Abb. 7 Pumpenkennlinie bei Parallelschaltung..... | 16 |
| Abb. 8 Schematische Darstellung des Warmwasserverteilers und der Pumpen | 21 |
| Abb. 9 Bild einer der Zirkulationspumpen des OPZ..... | 23 |
| Abb. 10 Beispieldiagramm mit Kennlinien und Betriebspunkt..... | 23 |
| Abb. 11 Durchflusszähler Zirkulation gesamt OPZ | 24 |
| Abb. 12 Kennlinie Wilo TOP-Z 40 Fall 1 | 26 |
| Abb. 13 Kennlinie Wilo TOP-Z 40 Fall 2 | 27 |
| Abb. 14 Gemeinsamer Vorlauf sowie Rücklauf Pumpe 1 und 2 | 29 |
| Abb. 15 Gemeinsamer Vorlauf sowie Rücklauf Pumpe 3 und 4 | 29 |
| Abb. 16 Diagramm mit den ermittelten Leistungskurven für Fall1 und 2 | 42 |
| Abb. 17 Kapitalwertverlauf für den Fall 1, Grenzfall bei 2,6 Jahren | 51 |
| Abb. 18 Kapitalwertverlauf für den Fall 2, Grenzfall bei 2,1 Jahren | 51 |
| Abb. 19 Optimaler Ersatzzeitpunkt für den Fall 1 | 53 |
| Abb. 20 Optimaler Ersatzzeitpunkt für den Fall 2 | 54 |

II. Tabellenverzeichnis

| | | |
|---------|---|----|
| Tab. 1 | Ermittelte Punkte der Anlagenkennlinie für Wilo TOP Z 40 Fall 1 | 26 |
| Tab. 2 | Ermittelte Punkte der Anlagenkennlinie für Wilo TOP Z 40 Fall 2 | 27 |
| Tab. 3 | Rücklauftemperaturen der 4 Pumpen..... | 28 |
| Tab. 4 | Anschaffungsauszahlung | 39 |
| Tab. 5 | Berechnung Energiekosten mit Preissteigerungsrate..... | 41 |
| Tab. 6 | Berechnung Energiekosten mit Preissteigerungsrate..... | 41 |
| Tab. 7 | Berechnung der Leistungsaufnahme Fall 1 | 43 |
| Tab. 8 | Berechnung der Leistungsaufnahme Fall 2 | 44 |
| Tab. 9 | Berechnung Energiekosten mit Preissteigerungsrate..... | 45 |
| Tab. 10 | Berechnung Energiekosten mit Preissteigerungsrate..... | 45 |
| Tab. 11 | Aufgezinste Einsparung der Wilo TOP Z 40 | 46 |
| Tab. 12 | Berechnung der Energiekostensparnis für den Fall 1..... | 47 |
| Tab. 13 | Berechnung der Energiekostensparnis für den Fall 2..... | 47 |
| Tab. 14 | Kapitalwert für Wilo TOP Z 40 Fall 1 mit $i = 3,63\%$ | 48 |
| Tab. 15 | Kapitalwert für Wilo Stratos Z Fall 1 mit $i = 3,63\%$ | 49 |
| Tab. 16 | Kapitalwert für Wilo TOP Z 40 Fall 2 mit $i = 3,63\%$ | 49 |
| Tab. 17 | Kapitalwert für Wilo Stratos Z Fall 2 mit $i = 3,63\%$ | 50 |
| Tab. 18 | Restliche Zahlungen Wilo TOP Z 40 | 53 |
| Tab. 19 | Amortisationszeit für den Fall 1 | 56 |
| Tab. 20 | Amortisationszeit für den Fall 2 | 57 |
| Tab. 21 | Berechnung S_7 und S_8 für den Fall 1 | 58 |
| Tab. 22 | Berechnung S_7 und S_8 für den Fall 2..... | 59 |

III. Abkürzungsverzeichnis

| | |
|------|---|
| KfW | Kreditanstalt für Wiederaufbau |
| BAFA | Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle |
| AöR | Anstalt des öffentlichen Rechts |
| Dena | Deutsche Energie-Agentur |
| OPZ | Operatives - Zentrum |
| VDMA | Verband Deutscher Maschinen- und Anlagenbau |

IV. Symbolverzeichnis

| | |
|-------|---------------------------------------|
| Q | Förderstrom [m^3/h] |
| H | Förderhöhe [m] |
| P | Leistung [W] |
| n | Anzahl Jahre |
| AbF | Abzinsungsfaktor |
| e | jährliche Einzahlungen |
| a | jährliche Auszahlungen |
| e_n | laufende Einzahlungen im Jahr n |
| a_n | laufende Auszahlungen im Jahr n |
| C_0 | Kapitalwert |
| i | Kalkulationszinssatz |
| R | Restwert |
| A | Anschaffungsauszahlung |

V. Formelverzeichnis

| | |
|--|----|
| Formel 1 Verhältnis Leistungsaufnahme zur Drehzahl | 11 |
| Formel 2 Verhältnis Förderhöhe zu Förderstrom..... | 12 |
| Formel 3 Widerstand eines Bauteils | 14 |
| Formel 4 Umgestellte Formel 2 | 26 |
| Formel 5 Leistung durch Stofftransport | 30 |
| Formel 6 Umgestellte Formel 5 | 31 |
| Formel 7 Kapitalwert bei Einzeldiskontierung | 38 |
| Formel 8 Kumulationsrechnung für statische Amortisation..... | 55 |
| Formel 9 Lineare Interpolation..... | 57 |

1 Problemdarstellung

1.1 Ziel der Diplomarbeit

Im Universitätsklinikum Leipzig ist eine Vielzahl von Pumpen verbaut. So zum Beispiel Umwälzpumpen zur Heizwärmeversorgung, Pumpen zur Kälteversorgung und Zirkulationspumpen zur Warmwasserbereitstellung. Diese unterscheiden sich weiterhin durch ihr Alter, das heißt es sind Pumpen von neuester bis veralteter Technik im Einsatz. Ziel der Diplomarbeit soll es sein, den Ist-Zustand darzulegen, die Einsparpotentiale zu untersuchen und herauszufinden welche Investitionssummen für die Überführung in Hocheffizienztechnik aufgewendet werden müssen. Das Ergebnis der Investitionsrechnung wird mit Hilfe einer dreistufigen Beurteilung dargestellt. Diese betrachtet anhand der drei Kriterien:

- wirtschaftlich,
- wirtschaftlich grenzwertig und
- unwirtschaftlich,

ob der Austausch der Technik aus ökonomischer Sicht sinnvoll ist. Weiterhin sind die Pumpen auf die Dimensionierung, die Einstellung des Betriebspunktes sowie die Laufzeiten zu untersuchen und hierzu Optimierungsvorschläge auszuarbeiten.

1.2 Abgrenzung

Da die Betrachtung sämtlicher Pumpen des Universitätsklinikums, in all ihren unterschiedlichen Pumpensystemen, den Rahmen dieser Diplomarbeit überschreitet, wird nachfolgend auf spezifische Pumpen und deren Pumpensysteme eingegangen.

1.3 Herangehensweise

Im ersten Teil dieser Arbeit wird zum besseren Verständnis kurz auf das Arbeitsumfeld eingegangen. Im zweiten Kapitel erfolgt eine kurze Erörterung zu den Themen Geschichtliche Entwicklung, Hersteller und Grundlagen. Letztere beinhalten die Kennlinien, Betriebspunkt und Dimensionierung. Diese sind wichtig für das Verständnis von Pumpensystemen. Danach präzisiere ich die Aufgabenstellung. Im Punkt 4 wird der Ist-Zustand dargelegt und eine Lösung für die Beurteilung angestrebt. Anschließend folgt eine Bewertung und im Punkt 6 ein Ausblick für die weitere Vorgehensweise.

1.4 Das Arbeitsumfeld

1.4.1 Das Universitätsklinikum Leipzig AöR

Das Universitätsklinikum Leipzig ist eine Anstalt öffentlichen Rechts und führend auf dem Gebiet moderner Medizin. Es befindet sich hier die größte universitäre Einrichtung für Transfusionsmedizin Deutschlands, so werden beispielsweise jährlich 55.000 Vollblutspenden gesammelt und aufbereitet. Zum Klinikum zählen 28 Kliniken und Polikliniken, Medizinische Zentren und sieben Institute. Rund 3200 Mitarbeiter, vom Arzt über Dienstleister der Küche bis zum Verwaltungspersonal sorgen sich um das Wohlergehen von jährlich 326.000 ambulanten und etwa 51.000 voll- und teilstationären Patienten. Damit ist das Universitätsklinikum nach der Stadt Leipzig der größte Arbeitgeber der Region. In den letzten Jahren wurde viel investiert. So flossen rund 350 Mio. Euro in den Medizin-Campus und im November 2008 folgte die Fertigstellung des Zentrums für Konservative Medizin.¹

¹ Vgl. Leske, Klinikum Leipzig, 2009.

1.4.2 Zuordnung der Diplomstelle zu einem Organisationsbereich

Auf Grund des Gegenstands dieser Diplomarbeit, seiner finanziellen und technischen Aspekte, wurde die Diplomstelle dem Bereich 5 zugeordnet. Unter dem Bereich 5 sind die Abteilungen „Technisches Servicezentrum“, „Infrastrukturelle Gebäudeverwaltung“ sowie „Projektentwicklung und technische Planung“ zusammengefasst. Das Technische Servicezentrum baut sich auf aus den Gruppen „Projekt- und Kompetenzzentrum“, „Technischer Betrieb“, dem „Ersatzteilmanagement“ und dem „Energiemanagement“.²

2 Pumpen und Pumpensysteme

2.1 Geschichtlicher Kurzaufsatz

Der Mensch sucht schon seit Urzeiten nach einer Möglichkeit Wasser von einem tieferen auf ein höheres Niveau zu heben, um zum Beispiel ein Feld zu bewässern. Das einfachste Schöpfwerkzeug hierbei, ist wohl die Hand. Bald erlangten unsere Vorfahren die Erkenntnis Tonkrüge herzustellen und diese an einer Kette oder einem Rad aufgehängt, ergaben erste Schöpfwerke. Archäologische Funde sollen solche, von Menschen oder Tieren in Bewegung versetzten, Becherwerke in China beziehungsweise Ägypten für die Zeit um 1000 v. Chr. nachweisen können. Um 250 v. Chr. beschreibt Archimedes³, einer der bedeutendsten Mathematiker und Wissenschaftler der Antike, die nach ihm benannte archimedische Schraube⁴, heute bekannt als Schneckenpumpe. Ein wesentliches Bauteil, bezeichnet als Schnecke, transportiert durch Drehung Wasser in einem Rohr in die Höhe. Da jedoch noch keine gute Abdichtung bekannt war, floss immer eine Menge Wasser zurück, so dass sich schon damals der Zusammenhang zwischen Förderstrom und Förderhöhe erkennen lies. Das heißt, je steiler man die Schraube stellte, desto

² Vgl. o.V., Organigramm, 2009.

³ Archimedes von Syrakus, griechischer Mathematiker, Physiker und Ingenieur.

⁴ Vgl. Anderegg, Archimedes, 2010.

höher konnte man zwar fördern aber dabei nahm die Menge des geförderten Wassers ab. Etwa zur gleichen Zeit soll der Mechaniker Ktesibios⁵ die kombinierte Saug- und Druckpumpe erfunden haben. 1556 wurde in Basel das Werk „De re metallica libri XII“ von Georgius Agricola veröffentlicht, welches unter anderem die erste Beschreibung einer Kolbenpumpe enthält.⁶ 1689 entwickelte Denis Papin⁷ eine Zentrifugalpumpe die so genannte Hessenpumpe.⁸ Zu ihrer Nutzung als Wasserförderpumpe fehlte allerdings noch ein geeigneter Antriebsmotor. Später konnte die Dampfmaschine genutzt werden. Die erste Heizungsumwälzpumpe wurde von dem westfälischen Ingenieur Wilhelm Opländer⁹ entwickelt. Damals sprach man aber noch nicht von einer Pumpe, sondern von einem Umlaufbeschleuniger, für den er 1929 das Patent erhielt. Seine Entwicklung wurde erst möglich durch die Erfindung des gekapselten Elektromotors. Der Elektromotor trieb dabei, über eine abgedichtete Welle, ein Pumpenrad in einem Rohrkrümmer an, daher der Name Krümmerpumpe.¹⁰

2.2 Die deutsche Pumpenindustrie

2.2.1 Leistungsfähigkeit

Pumpen sind in jedem Haushalt vorhanden, sie begegnen uns nahezu täglich und sind aus unserem Leben nicht mehr weg zu denken, auch wenn uns dies kaum bewusst ist. Beispielhaft seien hier Pumpen zur Brauchwasserbereitstellung oder Umwälzpumpen der Heizung genannt. Es gibt große Pumpen die in Kraftwerken eingesetzt werden bis hin zu kleinen in Zimmerspringbrunnen, Standardpumpen oder Sonderkonstruktionen für die Chemische-, Pharma- und Lebensmittelindustrie. Dies alles umfasst das

⁵ Ktesibios von Alexandria, Techniker, Erfinder und Mathematiker.

⁶ Vgl. Agricola, Hüttenwesen, 1928, 6. Buch, S. 147f.

⁷ Denis Papin, französischer Arzt, Physiker, Mathematiker und Erfinder.

⁸ Vgl. Mencke (Hrsg.), Acta Eruditorum, 1689, S.317.

⁹ Wilhelm Opländer, deutscher Ingenieur und Namensgeber der Wilo AG.

¹⁰ Vgl. Wilo (Hrsg.), Pumpenfibel, 2005, S. 10.

Leistungsspektrum der deutschen Pumpenindustrie deren Produkte weltweit zum Einsatz kommen.

Aufgrund der überwiegend mittelständischen Struktur, kann die deutsche Pumpenindustrie auf neue Entwicklungen im Markt schnell reagieren und erwies sich nicht zuletzt daher in den vergangenen Jahren als schlagkräftig und anpassungsfähig. Die wichtigsten Projekte sind derzeit, die Weiterentwicklung von regelbaren- und busgesteuerten Pumpen. Die regelbaren Pumpen können an den Bedarf anpassen und somit Energieeinsparpotential freisetzen. Busgesteuerte Pumpen haben den Vorteil der Fernüberwachung. Dies ermöglicht zum Beispiel Störungen frühzeitig zu erkennen und Gegenmaßnahmen einzuleiten bevor eine Pumpe ausfällt. Viele Hersteller bieten mittlerweile auch komplette Anlagensysteme an, das heißt es geht nicht nur darum die passende Pumpe zu vertreiben, sondern man bekommt die darauf abgestimmten Systemkomponenten gleich mit dazu. Nehmen wir zum Beispiel eine automatische Regenwassernutzungsanlage, hier gibt es anschlussfertige Module, komplett elektrisch und hydraulisch verschaltet mit den dazugehörigen Pumpen, einem Hybridbehälter mit allen Anschlüssen, Zentralschaltgerät mit Steuerelektronik, Drucktransmitter sowie Niveausteuern und allen sonstigen Armaturen.¹¹

2.2.2 Wirtschaftliche Stärke

Die deutsche Pumpenindustrie konnte in den vergangenen Jahren ihr Produktionsvolumen sowie ihre Exporte kontinuierlich steigern.¹² So wurden im Jahr 2008 Pumpen und Pumpenteile im Wert von rund 5,42 Mrd. Euro exportiert, 8,2 Prozent mehr als das Jahr zuvor, um weltweit eingesetzt zu werden. Das entsprach bei einem Welthandelsvolumen von 23 Mrd. Euro und einem Anteil von rund 18 Prozent. Dabei konnte sich Deutschland als Exportweltmeister in dieser Sparte behaupten.

¹¹ Schneider, Pumpenindustrie, 2006.

¹² Siehe Abb. 1, Produktions- und Exportvolumen der Jahre 2006 – 2009.

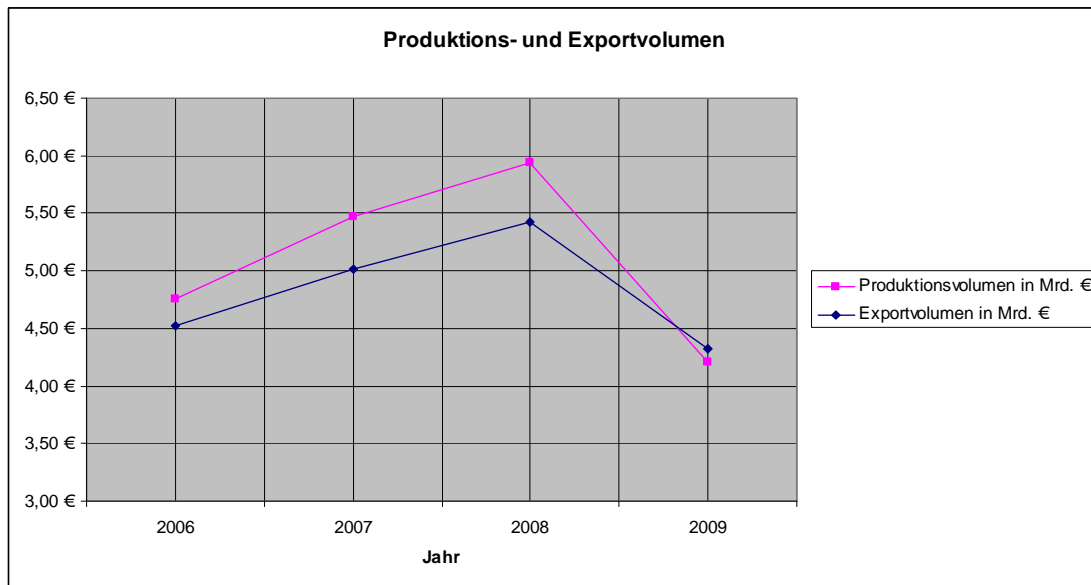


Abb. 1 Produktions- und Exportvolumen der Jahre 2006 – 2009¹³

Es folgen Italien und die USA auf den Plätzen zwei und drei. Im Vergleich zu Deutschland hatte die USA 2008 einen Welthandelsanteil von 10,2 Prozent.¹⁴ Die Zahlen des Exports spiegeln sich in der Produktion wieder. Das Produktionsvolumen konnte gegenüber 2007 um 8,6 Prozent auf rund 5,94 Mrd. Euro angehoben werden. Der deutsche Pumpenmarkt weist 2008 ein Niveau von 2,8 Mrd. Euro auf. Europa ist und bleibt der bedeutendste Absatzmarkt für deutsche Pumpenhersteller. So gingen 2008, 49 Prozent der deutschen Exporte in die Europäische Union. Dieser Anteil sank 2009 nur unwesentlich auf 46 Prozent. Obwohl in den Regionen Afrika und Australien zweistellige Wachstumsraten zu verzeichnen waren, bleiben China, Frankreich und die USA 2009 die wichtigsten Abnehmerländer.

Trotz des jahrelangen Aufwärtstrends sind Produktions- und Exportvolumina 2009, wie man der Graphik entnehmen kann, eingebrochen und es wurden 14,5 Prozent weniger Pumpen exportiert¹⁵. Dies ist auf die Finanzkrise zurückzuführen. Nach Umsatzeinbußen bei Pumpen von fast einem Fünftel wird es wohl noch einige Zeit dauern bis die alten Spitzenwerte wieder erreicht werden. Für 2010 rechnete der VDMA mit einem moderaten Rückgang des Umsatzes um 4 Prozent für die Pumpenindustrie. Der Verband ist jedoch

¹³ Vgl. VDMA (Hrsg.), Pumpenproduktion, 2009 und 2010.

¹⁴ Siehe Abb. 2, Wichtigste Exportnationen, prozentuale Anteile 2008 (ohne Hydropumpen).

¹⁵ Siehe Abb. 1, Produktions- und Exportvolumen der Jahre 2006 – 2009.

zuversichtlich, dass die deutsche Pumpen- und Kompressorenindustrie auch 2010 ihre Führungsrolle verteidigt beziehungsweise ausbaut.¹⁶

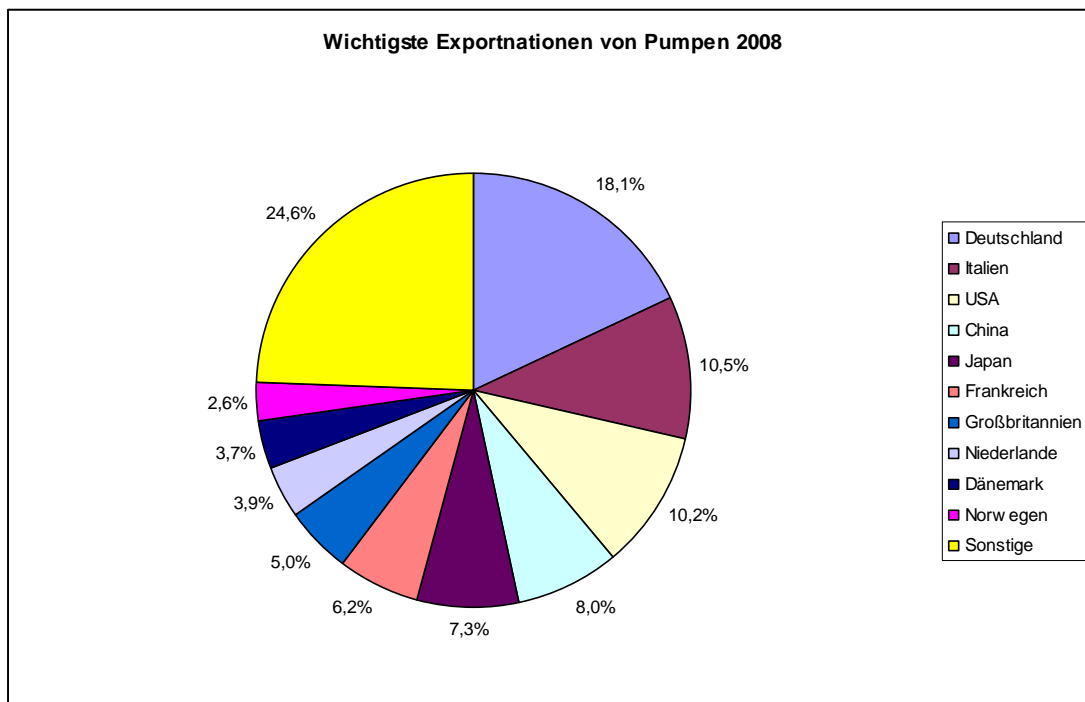


Abb. 2 Exportnationen, prozentuale Anteile 2008 (ohne Hydropumpen)¹⁷

2.2.3 Hersteller

In Deutschland gibt es eine Vielzahl von Pumpenherstellern, welche ein mehr oder minder spezialisiertes Angebot haben. Im Jahr 2008 beschäftigte die Branche noch rund 28.000 Arbeitnehmer. Auf einige der größten und bekanntesten Unternehmen die in Deutschland ansässig sind soll an dieser Stelle kurz eingegangen werden, um eine Vorstellung zu vermitteln wie deutsche Hersteller aufgestellt sind. So zum Beispiel Grundfos, Wilo und KSB. Grundfos ist ein weltweit tätiges Unternehmen mit mehr als 50 Gesellschaften und wurde 1945 in Dänemark gegründet. Sie besitzen ein eigenes Forschungszentrum, wo sie zum Beispiel Werkstoffe erforschen und machten im Jahr 2008 einen Umsatz von circa 2,55 Mrd. Euro. In Deutschland gibt es Grundfos seit 1960 mit

¹⁶ Vgl. Singrün, Pumpen für den Weltmarkt, 2010, S. 6f.

¹⁷ Vgl. Ebenda.

mittlerweile über 1300 Beschäftigten.¹⁸ Ein weiterer führender Hersteller von Pumpen und Pumpensystemen ist Wilo SE. Das Unternehmen wurde bereits 1872 gegründet und hat seinen Hauptsitz in Dortmund. Wilo hat weltweit circa 70 eigene Gesellschaften und brachte es im Jahr 2009 auf einen Umsatz von 926 Mio. Euro. Von insgesamt 6024 Mitarbeitern sind 1911 in Deutschland beschäftigt. Laut eigener Aussage stellte das Unternehmen 2001 die erste Hocheffizienzpumpe der Welt für Heizung, Klima und Kälteanwendungen vor.¹⁹ Die KSB Aktiengesellschaft wurde 1871 gegründet und ist 2002 bereits in mehr als 100 Ländern präsent. Das Unternehmen produziert an über 30 Standorten in 19 Ländern und gehört mit rund 2 Mrd. Euro Umsatz 2008 zu den führenden Herstellern von Pumpen und Pumpensystemen. In Deutschland produzieren sie zum Beispiel in Halle und Frankenthal. KSB hat im Jahr 2008 weltweit rund 14.000 Mitarbeiter.²⁰

2.3 Grundlagen Pumpen

2.3.1 Pumpen allgemein

Pumpen sind Arbeitsmaschinen und führen inkompressiblen Fluiden, das heißt Flüssigkeiten mit geringem Gasanteil und Flüssigkeits-Feststoff-Gemischen, Energie zu. Sie sollen einen bestimmten Förderstrom Q [m^3/h] auf eine bestimmte Förderhöhe H [m] bringen. Dazu wird die Antriebsarbeit in Bewegungsenergie umgewandelt.

Im Folgenden wird nur näher auf die Kreiselpumpen eingegangen, da die Reihe der Verdrängerpumpen mit ihren vielfältigen Ausprägungen, in dieser Arbeit nur eine untergeordnete Rolle spielt. Es sei nur erwähnt, dass bei ihnen der Transport des Fördergutes durch periodische Verdrängung des Volumens im Arbeitsraum erreicht wird.²¹ Man unterscheidet sie in Oszillierende-

¹⁸ Vgl. Grundfos (Hrsg.), Unternehmen, 2010.

¹⁹ Vgl. Wilo (Hrsg.), Unternehmen, 2010.

²⁰ Vgl. KSB (Hrsg.), Unternehmen, 2010.

²¹ Vgl. o.V., Verdrängerpumpe, 2003.

Verdrängerpumpen ein Beispiel wäre die Kolbenpumpe und Rotierende-Verdrängerpumpen wie eine Zahnradpumpe.

Im Unterschied zu den Verdrängerpumpen ist die Kreiselpumpe eine hydraulische Strömungsmaschine bei der das Fördermedium unter Ausnutzung der durch das drehende Laufrad erzeugten Zentrifugalkraft transportiert wird.²² Das heißt, und das haben alle Kreiselpumpen gemein, die Flüssigkeit tritt axial in ein Laufrad ein. Dieses wird über eine Welle von einem Elektromotor angetrieben und seine Laufradschaufeln lenken das Fördermedium in eine radiale Bewegung um. Dabei bewirken die Fliehkräfte beim Durchströmen der Pumpe eine Druck und Geschwindigkeitserhöhung.²³ Die Vorteile der Kreiselpumpe liegen in ihrer kontinuierlichen, pulsationsfreien Arbeitsweise.²⁴ Sie unterscheiden sich nach der Art ihrer Konstruktion und Energieumsetzung. So gibt es Selbstansaugende- und Normalsaugende-Pumpen. Bei der Ersteren ergibt sich technisch bedingt eine Saughöhe h_s von maximal sieben bis acht Meter wobei zu beachten ist, dass dieser Wert auch Widerstandsverluste durch Armaturen, die Pumpe und der Rohrleitung beinhaltet. Die Saughöhe muss bei der Auslegung einer solchen Pumpe, in die Förderhöhe mit eingerechnet werden. Außerdem sollte die Saugleitung mit einem Fußventil oder einer Rückschlagklappe versehen sein, um ein leer laufen zu verhindern. Bei einer Normalsaugenden-Pumpe müssen die Pumpe und die Saugleitung stets komplett gefüllt sein. Sie ist nicht in der Lage Luftanteile aus der Saugleitung zu evakuieren. Des Weiteren wird unterschieden zwischen offenen, halboffenen und geschlossenen Laufrädern sowie nach der Laufradform. Die wichtigsten sind das Radialrad, das Halbaxialrad und das Axialrad.²⁵ Dann wären da noch die Nass- und die Trockenläuferpumpen. Das wichtigste Merkmal einer Nassläuferpumpe ist, dass der Rotor des Motors auf der Welle sitzt und im Fördermedium läuft. Sie besitzt keine Wellenabdichtung. Die Flüssigkeit, angenommen Wasser, kühlt dabei den Motor und schmiert die Lager. Die Abgrenzung zum stromführenden Stator erfolgt durch ein Spaltrohr, zum Beispiel aus nichtmagnetisierbarem Edelstahl oder Kohlefaserwerkstoff. Nassläuferpumpen haben große Laufruhe und werden heutzutage nach dem Baukastenprinzip aufgebaut, welches den Ersatzteilaustausch einfacher

²² Vgl. o.V., Kreiselpumpe, 2003.

²³ Vgl. Wilo (Hrsg.), Pumpenfibel, 2005, S. 21f.

²⁴ Vgl. o.V., Kreiselpumpe, 2003.

²⁵ Vgl. Wilo (Hrsg.), Pumpenfibel, 2005, S. 21f.

gestaltet. Sie werden zum Beispiel als Heizungsumwälzpumpe eingesetzt. Ihre Motoren werden entweder in mehreren Drehzahlstufen geschaltet oder sie haben eine integrierte Elektronik, welche die Drehzahl stufenlos regelt. Je nach Pumpenleistung erfolgt ein Anschluss in Wechselstrom 1~230V oder Drehstrom 3~400V. Trockenläufer sind geeignet für große Förderströme und Systeme, in denen unter anderem Kühlwasser oder generell aggressive Medien transportiert werden. Der Grund hierfür ist, dass der Motor nicht mit dem Fördermedium in Kontakt kommt, daher auch der Begriff Trockenläufer. Die Abdichtung der Welle zum flüssigkeitsführenden Pumpengehäuse wird mittels einer Stoffbuchspackung oder einer Gleitringdichtung realisiert. Standardmäßig haben Trockenläufer einen Drehstrommotor mit fester Grunddrehzahl. Ihr Wirkungsgrad ist wesentlich besser als bei Nassläuferpumpen. Die hauptsächlichsten drei konstruktiven Ausführungen sind die Inline-Pumpe, die Block-Pumpe und die Norm-Pumpe. Erwähnt werden muss an dieser Stelle noch, dass es neben einstufigen Pumpen auch noch mehrstufige gibt, die fast ausschließlich zur Familie der Trockenläuferpumpen gehören. Typischerweise sind es Gliederkonstruktionen mit mehreren Laufrädern und Stufenkammern. Diese Hochdruckkreiselpumpen erreichen höhere Druckniveaus als einstufige Pumpen. Große Typen haben bis zu 20 Stufen und erreichen Förderhöhen von 250 Meter. Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal von Kreiselpumpen ist eine durch den Motor vorgegebene Festdrehzahl, so spricht man bei Drehzahlen von $n > 1500 \text{ min}^{-1}$ von einem Schnellläufer und dementsprechend bei $n < 1500 \text{ min}^{-1}$ von Langsamläufern.²⁶

Der Wirkungsgrad η einer Pumpe ist das Verhältnis abgegebener Leistung zu aufgenommener Leistung. Eta ist immer kleiner 1 (100%), da es keinen verlustlosen Antrieb gibt. Nassläuferpumpen haben einen Gesamtwirkungsgrad η_{ges} zwischen 5 und 54 Prozent, Trockenläuferpumpen zwischen 30 und 80 Prozent. Daran wird ersichtlich, dass auch die Konstruktion der Pumpe Einfluss auf deren Wirkungsgrad hat. Der beste Wirkungsgrad liegt im mittleren Kennlinienfeld deshalb ist bei Auslegung einer Pumpe darauf zu achten, dass sich der Betriebspunkt die meiste Zeit im mittleren Drittel der Pumpenkennlinie befindet.

²⁶ Vgl. Wilo (Hrsg.), Pumpenfibelf, 2005, S. 21f.

Zur Leistungsaufnahme von Kreiselpumpen ist festzustellen, dass die erzeugte Druckerhöhung und der transportierte Förderstrom das Resultat elektrischer Antriebsenergie sind. So entspricht die vom Motor benötigte Energie der Leistungsaufnahme P_1 der Pumpe. Leistungskennlinien werden von den Herstellern meist unter den Pumpenkennlinien dargestellt. Sie zeigen, dass mit zunehmendem Förderstrom die Leistungsaufnahme wächst. Ein wichtiger Zusammenhang, der eine sinnvolle Regelung der Pumpe ermöglicht, ist der Einfluss der Motordrehzahl auf die Leistungsaufnahme. Denn die Leistungsaufnahme ändert sich annähernd proportional zur dritten Potenz der Drehzahl n .²⁷

Formel 1 Verhältnis Leistungsaufnahme zur Drehzahl

$$\frac{P_1}{P_2} \approx \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3$$

2.3.2 Kennlinien und Betriebspunkt

Die Druckerhöhung in einer Pumpe wird als Förderhöhe H bezeichnet. Die in der Pumpe erzeugte Druckerhöhung und der Förderstrom durch die Pumpe sind von einander abhängig. Die Abhängigkeit wird als Pumpenkennlinie dargestellt.²⁸ Auf der Ordinate wird die Förderhöhe der Pumpe in Metern [m] eingezeichnet und auf der Abszisse der Förderstrom in Kubikmeter pro Stunde [m³/h]. Andere Skalierungen sind möglich, so zum Beispiel die Förderhöhe in Pascal [Pa] oder der Förderstrom in Liter pro Sekunde [l/s]. Der Verlauf der Pumpenkennlinie zeigt, dass die elektrische Antriebsenergie in Druckerhöhung und Bewegung umgesetzt wird. Das heißt, wenn die Pumpe gegen ein geschlossenes Ventil laufen würde wäre der Pumpendruck maximal. Man bezeichnet diesen Punkt auch als Nullförderhöhe H_0 der Pumpe. Wird das Ventil jetzt geöffnet, fällt der Druck ab und ein Teil der Antriebsenergie wird in Bewegungsenergie umgesetzt. Dies wird deutlich durch die abfallende

²⁷ Vgl. Wilo (Hrsg.), Pumpenfibel, 2005, S. 21f.

²⁸ Siehe Abb. 3, Beispiel QH – Diagramm mit Pumpenkennlinie.

Kennlinie. Des Weiteren hängt die Form der Kennlinie unter anderem von der Motordrehzahl ab. Je nach Steilheit der Pumpenkennlinie ergeben sich unterschiedliche Förderstrom- und Druckänderungen.²⁹

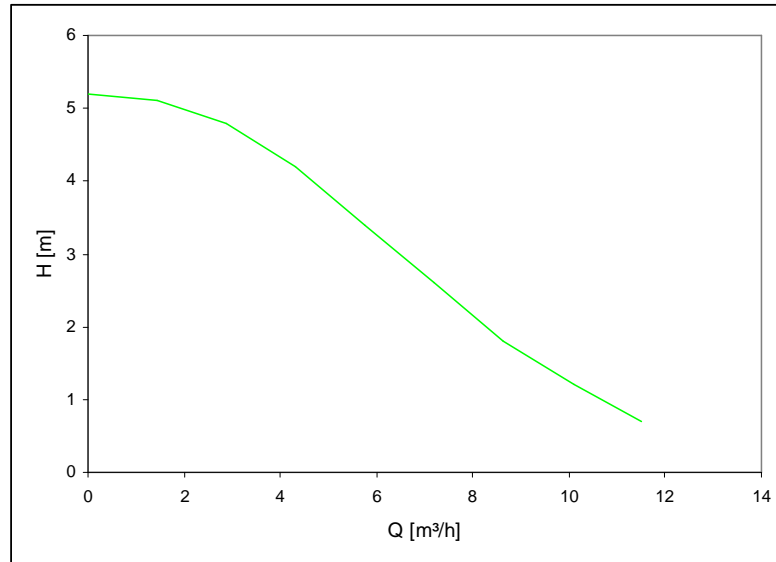


Abb. 3 Beispiel QH – Diagramm mit Pumpenkennlinie

Der Druckverlust in einer Anlage wird von der Anlagenkennlinie dargestellt.³⁰ Er ist zurückzuführen auf den inneren Rohrreibungswiderstand, welcher von Faktoren wie der Temperatur des Mediums, der Viskosität, Strömungsgeschwindigkeit, den verbauten Armaturen und Rohrdurchmesser, -rauigkeit sowie Rohrlänge abhängt. Der Verlauf der Anlagenkennlinie zeigt, dass sich bei verändertem Förderstrom der Rohrreibungswiderstand ändert und dass quadratisch, da der unveränderte Rohrquerschnitt wie eine durchströmte Fläche zu betrachten ist. Mathematisch stellt sich dies wie in Formel 2 dar.

Formel 2 Verhältnis Förderhöhe zu Förderstrom³¹

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2$$

²⁹ Vgl. Wilo (Hrsg.), Pumpenfibel, 2005, S. 31f.

³⁰ Siehe Abb. 4, Beispiel QH – Diagramm mit Anlagenkennlinie.

³¹ Wilo (Hrsg.), Pumpenfibel, 2005, S. 32.

Das heißt, verdoppelt sich der Förderstrom so vervierfacht sich die Förderhöhe.³²

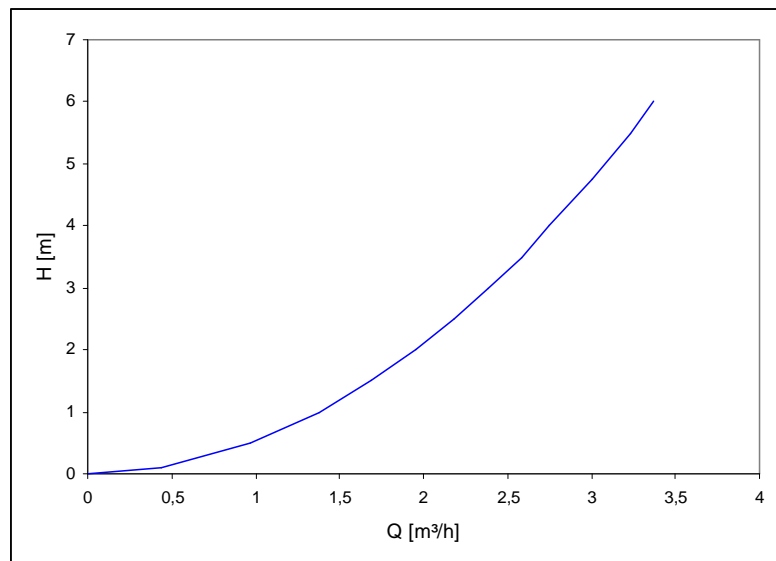


Abb. 4 Beispiel QH – Diagramm mit Anlagenkennlinie

Bei dem Betriebspunkt, muss zwischen dem tatsächlichen Betriebspunkt und dem Auslegungsbetriebspunkt unterscheiden. Dabei definieren der maximal benötigte Förderstrom und die entsprechende Förderhöhe den Auslegungsbetriebspunkt.³³ Dieser muss vom Planer nach den maximalen Anforderungen gefunden werden. Das heißt, bei Umwälzpumpen wäre dies der Wärmebedarf oder bei Druckerhöhungsanlagen der Spitzendurchfluss. Der tatsächliche Betriebspunkt stellt sich dann im Schnittpunkt zwischen Pumpenkennlinie und Anlagenkennlinie der Heizungs- oder Wasserversorgungsanlage ein.³⁴ In diesem Punkt herrscht ein Gleichgewicht zwischen dem Leistungsangebot der Pumpe und dem Leistungsverbrauch des Rohrnetzes. Das heißt, die Förderhöhe ist so groß wie der Durchflusswiderstand der Anlage und daraus ergibt sich der Förderstrom der von der Pumpe geliefert werden kann.³⁵

³² Vgl. Wilo (Hrsg.), Pumpenfibel, 2005, S. 31f.

³³ Vgl. Dena (Hrsg.), Auslegung von Rohrleitungen, 2010.

³⁴ Siehe Abb. 5, QH – Diagramm mit Pumpenkennlinie und Anlagenkennlinie.

³⁵ Vgl. Wilo (Hrsg.), Pumpenfibel, 2005, S. 31f.

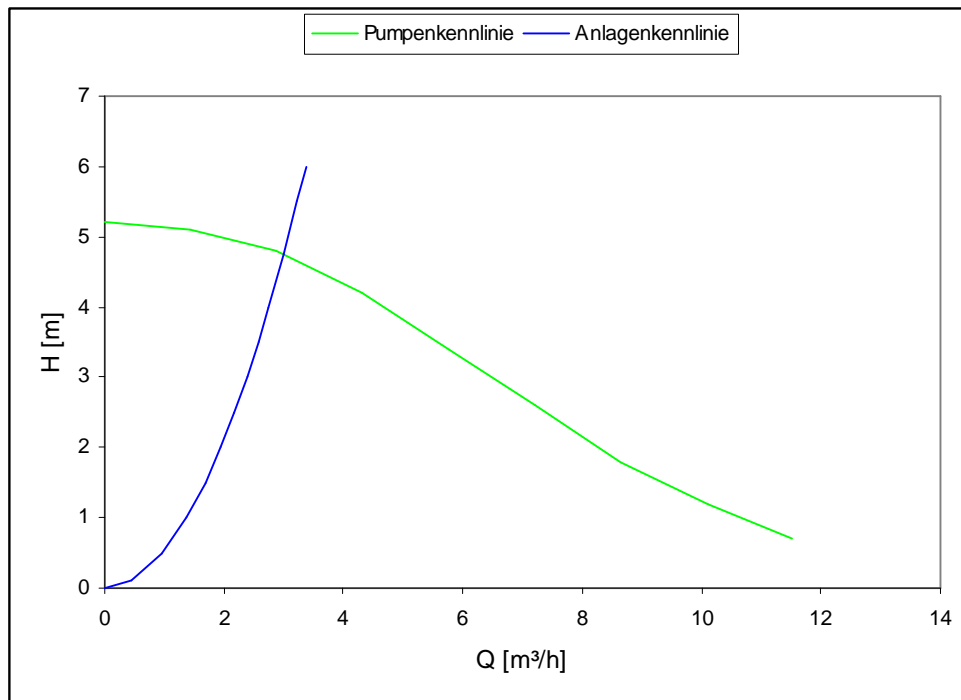


Abb. 5 QH – Diagramm mit Pumpenkennlinie und Anlagenkennlinie

2.3.3 Dimensionierung und Laufzeit

Wird ein Pumpensystem neu geplant, so ist neben der Pumpendimensionierung auch auf die Rohrdimensionierung einzugehen. Diese hat einen relevanten Einfluss auf die Energiekosten und ist daher möglichst optimal festzulegen. Hierbei stehen ein größerer Durchmesser mit geringeren Energiekosten, steigenden Material- und Investitionskosten gegenüber. Bei der Bestimmung geeigneter Rohrdurchmesser ist auf Rohrreibungsdiagramme zurückzugreifen. Des Weiteren, gilt es diverse Formstücke und einzubauende Armaturen mit ihren Verlusten zu beachten. Der Widerstand eines Bauteils entspricht dem Druckverlust geteilt durch den Volumenstrom zum Quadrat.³⁶

Formel 3 Widerstand eines Bauteils³⁷

$$R = \frac{\Delta p}{Q^2}$$

³⁶ Siehe Formel 3.

³⁷ Dena (Hrsg.), Auslegung von Rohrleitungen, 2010, S. 4.

Jetzt einige Überlegungen zur Pumpendimensionierung selbst. Da maximal benötigter Förderstrom und die entsprechende Förderhöhe den Auslegungsbetriebspunkt definieren, wird eine Pumpe gesucht, welche mit dem tatsächlichen Betriebspunkt diesem nahe kommt. Ein weiterer Aspekt ist der Wirkungsgrad der Pumpe, welcher im Betriebsbereich variiert. Es ist daher erforderlich um Energiekosten und Verschleiß zu minimieren, die Pumpengröße und deren Bauart so auf die Anforderungen abzustimmen, dass die Betriebspunkte möglichst im Bereich der besten Wirkungsgrade liegen.³⁸

Bei der Dimensionierung von Pumpen ist auch in Betracht zu ziehen, ob nicht Pumpen in Reihen- oder Parallelschaltung sinnvoll wären. Hierbei gibt es ein paar grundlegende Dinge zu beachten. So addieren sich bei zwei hintereinander angeordneten Pumpen die Kennlinien. Das heißt, würde bei der Reihenschaltung gegen einen geschlossenen Schieber gefahren so würde sich die Nullförderhöhe, bei zwei gleich großen Pumpen verdoppeln.³⁹ Bei druckloser Förderung wiederum, können zwei Pumpen keine größere Flüssigkeitsmenge fördern als eine (Abbildung 6).

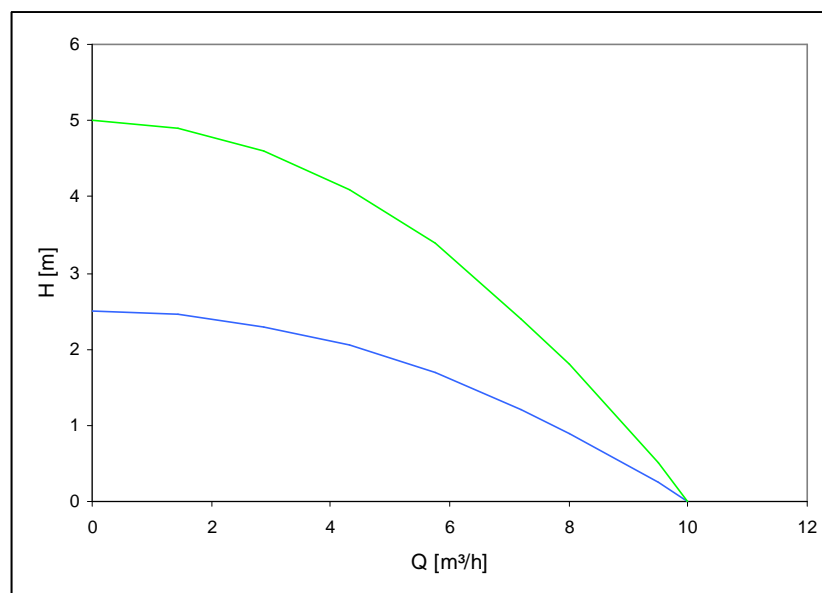


Abb. 6 Pumpenkennlinie bei Reihenschaltung

³⁸ Vgl. Dena (Hrsg.), Auswahl von Pumpen, 2010.

³⁹ Zwar theoretisch möglich aber konstruktions- und anlagenbedingt nicht zu erreichen.

Andersherum ist dies, wenn zwei Pumpen parallel zueinander eingebaut werden. Die Pumpenkennlinien addieren sich ebenfalls, jedoch verdoppelt sich diesmal die Fördermenge bei zwei gleich großen Pumpen, die ohne Druck in ein offenes Rohr arbeiten. Wie in Abbildung 7 zu sehen, bleibt die Nullförderhöhe hingegen gleich, das heißt zwei Pumpen in Parallelschaltung können keine größere Förderhöhe bringen als eine für sich allein.⁴⁰

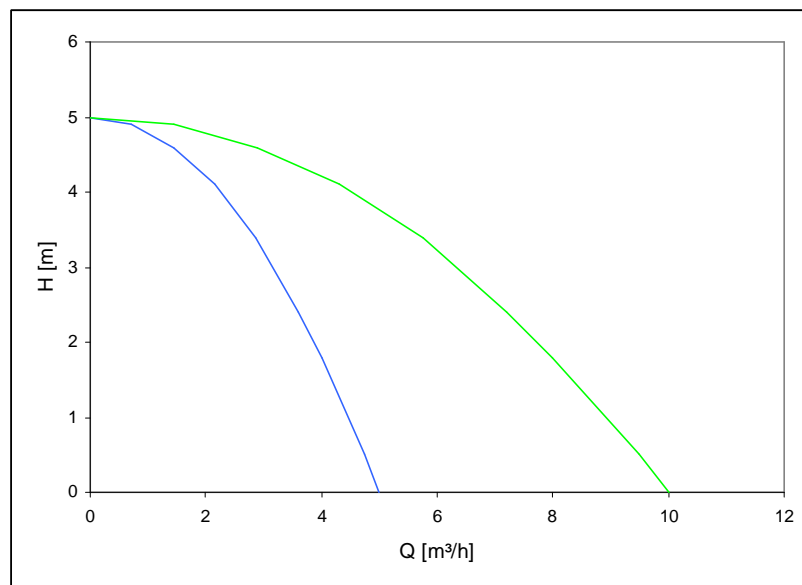


Abb. 7 Pumpenkennlinie bei Parallelschaltung

Zusammenfassend kann man sagen, dass es auch Fälle gibt bei denen eine Zusammenschaltung von Pumpen Sinn macht. Dies sind Situationen in denen der Betrieb einer einzelnen Pumpe die gewünschten Anforderungen nicht erfüllen kann. Ein weiterer Grund, zum Beispiel für den Einbau einer Doppelpumpe, kann die Anforderung einer Haupt- und Reservepumpe sein. Hierbei können dann die beiden Pumpen beispielsweise in einem Krankenhaus in einem Heizkreis verbaut abwechselnd alle 24 Stunden laufen und für den Fall, dass eine der Pumpen ausfällt kann die Wärmeversorgung jederzeit über die verbleibende Pumpe sichergestellt werden.

Nun kurz zum Thema Laufzeit. Die Laufzeit von Pumpen hängt von ihrem Einsatzgebiet und ihrem Alter ab. Ein einfaches Beispiel dazu wäre eine

⁴⁰ Vgl. Wilo (Hrsg.), Pumpenfibel, 2005, S. 46f.

Zirkulationspumpe die vor 10 Jahren verbaut wurde. Zirkulationspumpen aus jener Zeit, vor allem bei Wohngebäuden wurden oftmals Ein / Ausgesteuert zum Beispiel über eine Zeitschaltuhr oder die Steuerung der Heizungsanlage. Das heißt, dass Zeiträume einstellt oder programmiert wurden, in denen die Pumpe zuschaltete und dann mit einer fixen Leistung lief bis zum Abschalten. Der Nachteil hierbei war natürlich, dass die Pumpe in dieser Zeitspanne auch weiter voll lief, obwohl sie zwischendurch hätte mit ihrer Leistung runterfahren können, weil zum Beispiel im Warmwassersystem genug Abnahme vorhanden war. Diese Ein / Ausgesteuerten Pumpen waren eben vor den differenzdruck- und temperaturgesteuerten Pumpen Stand der Technik und sind heute immer noch anzutreffen. Bei modernen Pumpen gibt es eine Vielzahl von Regelungen, welche die Laufzeit vor allem unter Volllast minimieren beziehungsweise auf das Nötigste beschränken.

2.3.4 Typische Regelungen / Steuerungen

Als nächstes soll kurz auf den Unterschied zwischen Steuerung und Regelung eingegangen werden, um Missverständnisse zu vermeiden. Die Regelung kennzeichnet einen geschlossenen Wirkungsablauf. Das heißt, in einem Regelkreis wird die Regelgröße ständig mit einer Soll-Größe verglichen und selbsttätig angepasst. Ein Beispiel hierfür wäre die Konstanthaltung der Temperatur im Kühlschrank. Dabei wird die Ist- mit der Soll-Temperatur verglichen und falls erforderlich das Kühlaggregat eingeschaltet, bis der gewünschte Wert erreicht ist. Die Steuerung hingegen hat in der Regel einen offenen Wirkungsweg. Hier fehlt der typische Vergleich zwischen Ausgangsgröße und vorgegebener Größe. Die Steuerung kann anhand einer Verkehrsampel verdeutlicht werden. Ohne zusätzliche Signale in der Fahrbahn, ausgegangen von einer reinen Zeitplansteuerung, hat der Verkehr keinen Einfluss auf die Ampelsteuerung.⁴¹

Regelungen von Pumpen und deren Systemen werden benötigt, um sich den verschiedensten Anforderungen bei unterschiedlichen Betriebssituationen

⁴¹ Vgl. Reinhardt, Regelungstechnik, 2001, S. X2 f.

anzupassen. Sie können helfen die Gesamteffizienz zu verbessern. Die einfachste Weise eine Pumpe zu regeln ist die An- / Ausregelung, das heißt Betrieb oder Nicht-Betrieb. Hierbei spricht man auch von Zweipunkt-Regelung. Ein Beispiel hierfür wäre eine Pumpe die Wasser in einen Behälter pumpt und dabei über einen Druckschalter an und ausgeschaltet wird. Dann gibt es die Drosselung, dabei wird der Förderstrom in einer Rohrleitung durch ein Regelventil gedrosselt. Eine Drosselung geht meist einher mit einer Verschlechterung des Wirkungsgrades der Pumpe und verursacht zusätzliche Energieverluste. Die Bypass-Regelung wird vor allem bei Verdrängerpumpen eingesetzt, wo keine Drosselung möglich ist. Dabei wird ein Teil des Förderstroms von der Druck- auf die Saugseite zurückgeführt. Daneben gibt es die Möglichkeit die hydraulische Leistung einer Pumpe mittels einer Drehzahlregelung zu beeinflussen. Durch Veränderung der Drehzahl lassen sich bei Kreiselpumpen Druck und Volumenstrom regeln. Eine Drehzahlregelung ermöglicht einer Pumpe die darauf ausgelegt ist bei Volllast im Bestpunkt zu arbeiten, auch bei Teillast mit optimalem Wirkungsgrad zu fahren. Außerdem verringert sich die Kavitationsgefahr und die Lebensdauer der Lager erhöht sich.⁴² Darüber hinaus gibt es noch unterschiedliche Differenzdruck-Regelungsarten. Zum Beispiel ist es der Elektronik möglich den von der Pumpe erzeugten Differenzdruck konstant zu halten über den zulässigen Förderstrombereich. Eine weitere Möglichkeit wäre, dass die Elektronik den einzuhaltenden Differenzdruck-Sollwert in Abhängigkeit der gemessenen Medientemperatur verändert. Häufig ist werkseitig eine lineare Verschiebung des Differenzdruck-Sollwertes voreingestellt, wobei dieser mit der Fördermenge ab oder zu nimmt.

⁴² Vgl. Dena (Hrsg.), Auswahl von Pumpen, 2010.

2.4 Pumpen in unterschiedlichen Systemen

2.4.1 Pumpen in Heizkreisläufen

Umwälzpumpen in Heizkreisläufen sind Kreislumpen, die das erwärmte Wasser zu den Heizkörpern oder beispielsweise zu den Kreisläufen einer Fußbodenheizung über den Vorlauf fördern. Gleichzeitig führen sie das abgekühlte Wasser über den Rücklauf zurück zur Heizungsanlage, wo es wieder erwärmt wird. In der DDR wurde noch teilweise bis Mitte der 80er Jahre auf Umwälzpumpen verzichtet und die Heizung nach dem Schwerkraftprinzip betrieben.

2.4.2 Pumpen in Wasserkreisläufen

Wasserkreisläufe bei denen eine Pumpe zum Einsatz kommt, sind zum Beispiel Kreisläufe zur Warmwasserbereitstellung. Da meist weite Wege von der Warmwasserbereitung bis zu Zapfstellen zurückgelegt werden müssen, wird neben der Trinkwasserleitung für Warmwasser (TWW) eine Zirkulationsleitung (TWZ) verbaut. In dieser sitzt eine Zirkulationspumpe um vorrangig Komfortnachteile auszugleichen. Diese entstehen, wenn einige Zeit kein Warmwasser entnommen wurde und das Wasser in der Leitung abgekühlt ist. Wird jetzt warmes Wasser gezapft, kommt erst einmal das kühlere Wasser aus der Leitung bis Warmwasser, je nach Leitungslänge wieder nachkommt. Das weglaufende Wasser kann durch die Zirkulationspumpe gespart werden. Bei ausreichenden Rückflusstemperaturen ist die Legionellenverhinderung ein weiterer Vorteil, da man stehendes Wasser unterbindet.

2.4.3 Pumpen in Kühlsystemen

Großanlagen zum Beispiel für die Klimatisierung von Bürogebäuden mit einer Menge von Kühlstellen werden indirekt gekühlt. Hierbei wird ein geschlossener Kühlkreislauf mit Kreiselpumpen betrieben. In den heutigen Klimaanlage, wird zunehmend Wasser als Kühlmittel verwendet, auch aufgrund steigender Umweltschutz-Anforderungen. Es werden auch größere Pumpen verbaut als bei Heizungsanlagen, da die Temperaturspreizung geringer ausfällt. Je nach Anforderung und Konzeption der Anlage können Pumpen für Primärkreis, Sekundärkreis, Kühlturm oder Pufferspeicher zum Einsatz kommen.⁴³

2.4.4 Pumpen in sonstigen Systemen

Es gibt noch eine Vielzahl anderer Einsatzgebiete für die unterschiedlichsten Pumpen. So können unter anderem Schmutzwasserpumpen in Systemen zum Einsatz kommen die kein Trinkwasser führen. Diese sind in der Lage verunreinigtes Wasser oder andere Fluide mit hohem Feststoffanteil zu fördern. Sie werden meist als Tauchpumpe ausgeführt, welche dann beispielsweise in Baugruben Verwendung finden, um diese leer zu pumpen.

2.5 Kapitelresümee

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Entwicklung der Pumpe vom Schöpfrad bis zur heutigen Hocheffizienzpumpe enorme Entwicklungssprünge erfahren hat. Aus dem Alltag nicht mehr wegzudenken, verrichten Pumpen meist unbemerkt ihre Dienste. Zumeist als Teil der Gebäudetechnik, findet man sie aber auch in Fahrzeugen als Kraftstoffpumpe. Bei technischen Neuerungen, der Weiterentwicklung und Forschung sind die in Deutschland ansässigen Unternehmen im weltweiten Vergleich gut aufgestellt. Des Weiteren kann festgehalten werden, dass Pumpen und deren Systeme ein sehr

⁴³ Vgl. Grundfos (Hrsg.), Systemlösungen Kälteanlagen, 2010.

komplexes Thema ist. Wichtig ist vor allem ein Verständnis für Kennlinien, Betriebspunkte und Abhängigkeiten von Förderdruck und Fördervolumen. Je nach Pumpensystem, in dem eine Pumpe zum Einsatz gebracht werden soll, stellt sich an diese auch eine spezielle konstruktive und materielle Anforderung.

3 Lösungsfindung

3.1 Darstellung des Ist-Zustandes

3.1.1 Das Pumpensystem des Operativen Zentrums

Das Pumpensystem wird als Gesamtsystem verstanden und besteht unter anderem aus der Pumpe selbst, der Rohrleitung sowie Mess- und Regeleinrichtungen.

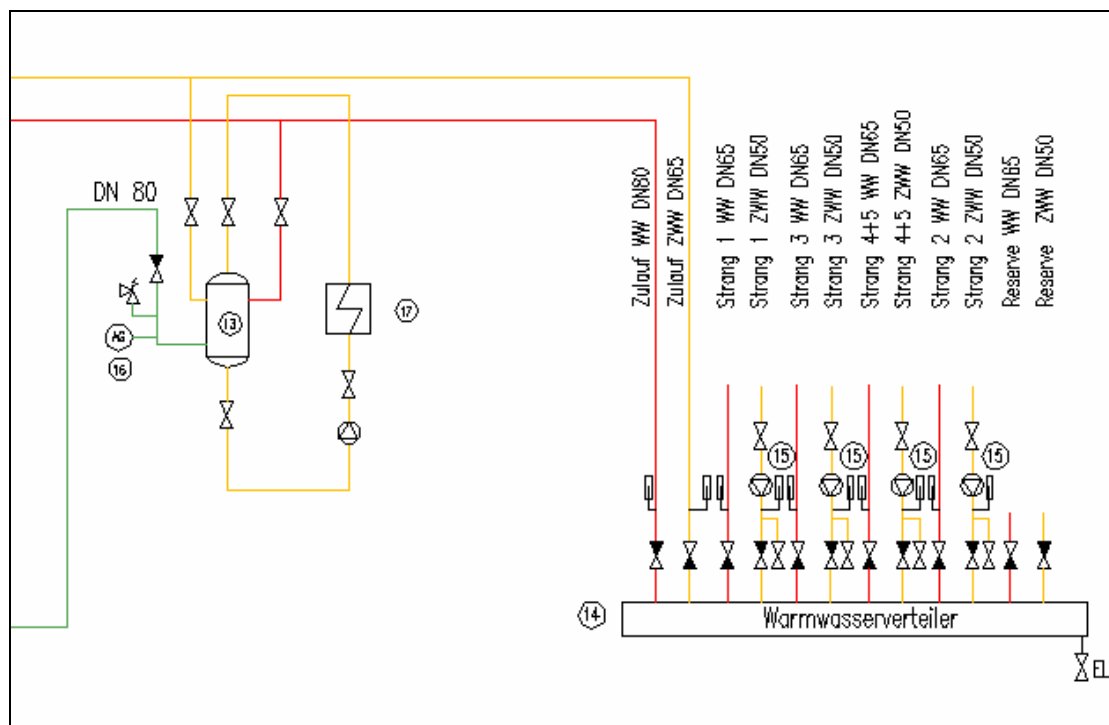


Abb. 8 Schematische Darstellung des Warmwasserverteilers und der Pumpen

Das zu betrachtende Pumpensystem besteht im Ganzen, aus einem Warmwasserverteiler gespeist von drei Wärmetauschern. Vom Verteiler weg gehen vier Warmwasserleitungen zur Versorgung des OPZ, die sich in fünf Stränge aufspalten. Umgekehrt kommen dann wieder vier Zirkulationsleitungen zurück, wobei in jeder Einzelnen oberhalb des Verteilers eine Zirkulationspumpe eingesetzt ist (Abbildung 8).

Jede der Zirkulationsleitungen hat vom Verteiler weg eine Nennweite von DN 50 und wird je nach Verzweigung bis zu ihrer Einbindung in die Warmwasserleitung herunterdimensioniert bis auf DN 12 (Abbildung 8). Im System befindet sich eine Vielzahl von Absperrorganen. Die Warmwasserleitung wird hier nicht näher betrachtet, da Druckverluste durch ihre größere Dimensionierung verschwindend gering sind.⁴⁴ Der Trinkwassererwärmer bleibt ebenfalls unberücksichtigt. Die Zirkulationsleitungen sind in den Etagen als Ringleitung angelegt.

3.1.2 Die installierten Zirkulationspumpen

Das Hauptaugenmerk bei der Untersuchung des Ist-Zustandes, liegt auf den installierten Pumpen. Es muss also zunächst einmal festgestellt werden, um welche Pumpen es sich handelt. Dies beginnt sofern keine vollständigen Unterlagen vorhanden sind, mit einer Inaugenscheinnahme. Dabei kann man anhand der Typenschilder den Pumpentyp und Hersteller ermitteln und über den Hersteller die restlichen Kenndaten der Pumpe. In der Regel sind auf der Pumpe aber auch Nenndruck, Nennweiten der Stutzen und die Leistung angegeben. In diesem Fall handelt es sich um dreistufige Zirkulationspumpen des Herstellers Wilo vom Typ TOP-Z 40/7. Es sind vier Stück vom selben Typ installiert (Abbildung 9). Über den Internetauftritt des Herstellers konnten die zugehörigen Pumpenkennlinien und Datenblätter ermittelt werden.⁴⁵

⁴⁴ Vgl. DIN 1988 Teil 3, TRWI, 1988, S. 15f.

⁴⁵ Siehe Datenblatt Wilo TOP Z 40 im Anhang.



Abb. 9 Bild einer der Zirkulationspumpen des OPZ

Des Weiteren konnte bei der Sichtung festgestellt werden, dass die Pumpen 1 und 2 des OPZ auf der niedrigsten Stufe fahren. Die Zirkulationspumpen 3 und 4 hingegen sind auf die höchste Stufe geschaltet. Daraus ergeben sich die richtigen Pumpenkennlinien. Um nun den tatsächlichen Betriebspunkt der Pumpe zu erfahren, würde man sich die Anlagenkennlinie in das entsprechende Diagramm der Pumpenkennlinie einzeichnen. Der tatsächliche Betriebspunkt liegt dann im Schnittpunkt dieser zwei Kurven (Abbildung 10).

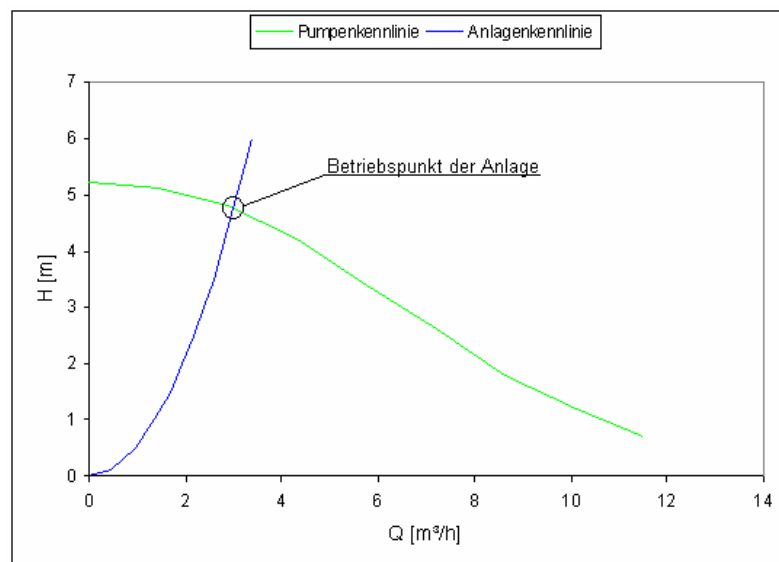


Abb. 10 Beispieldiagramm mit Kennlinien und Betriebspunkt

Da die Anlagenkennlinie aber unbekannt ist, kann der umgekehrte Weg gegangen werden, indem man aktuell den Differenzdruck oder Volumenstrom misst. Im vorliegenden Fall, der Zirkulationspumpen des Operativen Zentrums,

ist die Differenzdruckmessung die umständlichere Variante, da geeignete Anschlüsse (Öffnungen) unmittelbar vor und nach der Pumpe fehlen, um entsprechende Sonden einzuführen. Daher fiel die Wahl auf die Messung des Volumenstromes. Dabei konnte ein bereits installierter Durchflusszähler genutzt werden (Abbildung 11).

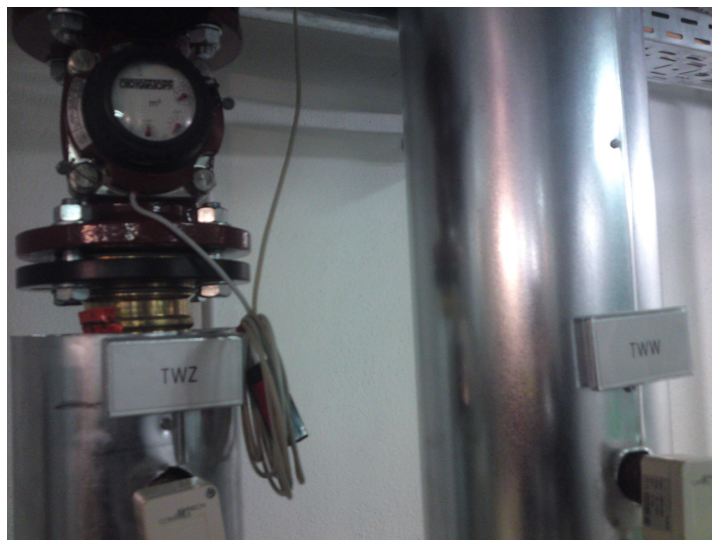


Abb. 11 Durchflusszähler Zirkulation gesamt OPZ

Dieser ist zwar in die Sammelrückführung der Zirkulation eingebaut, das heißt das gesamte zurückströmende Volumen der Stränge wird gezählt, aber es besteht die Möglichkeit, jede einzelne der vier Pumpen über die Gebäudeleittechnik abzuschalten. Üblicherweise würde man also um eine Pumpe zu betrachten, die drei restlichen zwischenzeitlich abschalten. Um aber die betrieblichen Abläufe so wenig wie möglich zu stören, wurde zuerst der gesamte Volumenstrom bestimmt und danach jeweils eine Pumpe abgeschaltet. Dabei erhielt man nun den Volumenstrom der drei restlichen Pumpen. Dieser wurde vom Gesamtförderstrom abgezogen und die Differenz war nun der Volumenstrom, der regulär von der abgeschalteten Pumpe erbracht wurde. Die Messungen ergaben, dass alle vier Pumpen einen Volumenstrom von $3 \text{ m}^3/\text{h}$ förderten. Da es typgleiche Pumpen, desselben Herstellers sind und jeweils zwei der vier Pumpen auf derselben Stufe laufen, stellt sich für die 1. und 2. sowie für die 3. und 4. Pumpe auch derselbe tatsächliche Betriebspunkt ein. Somit braucht nachfolgend der tatsächliche Betriebspunkt nur zweimal ermittelt werden, um ihn für alle vier

Zirkulationspumpen des OPZ zu bestimmen. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird aufgrund dessen, wenn es sich um die Pumpen 1 und 2 des Operativen Zentrums handelt, auch vom Fall 1 gesprochen. Sollte es sich um eine gemeinsame Betrachtung der Pumpen 3 und 4 handeln, vom Fall 2.

Mit dem Volumenstrom und der zuvor ermittelten Pumpenkennlinie, kann jetzt der Betriebspunkt bestimmt werden. Dies geschieht indem in das Diagramm des Herstellers gegangen wird und da den Volumenstrom abträgt. Dort wo er auf die entsprechende Pumpenkennlinie trifft, befindet sich der tatsächliche Betriebspunkt und die Förderhöhe kann nun ablesen werden (Abbildung 12 beziehungsweise 13). Dass hierbei so vorgegangen werden kann, liegt in der Tatsache begründet, dass erstens Druckverlust und Volumenstrom direkt von einander abhängen und sich zweitens zwischen dem Druckhöhenverlust der Anlage und der Förderhöhe der Pumpe im Betriebspunkt ein Gleichgewicht einstellt. Daher gilt im Betriebspunkt:

$$\text{Druckhöhenverlust der Anlage} = \text{Förderhöhe der Pumpe}$$

Hat man den tatsächlichen Betriebspunkt bestimmt, so ist dieser auch ein Punkt der Anlagenkennlinie. Nun können mit Hilfe des mathematischen Zusammenhangs aus Formel 2, weitere Punkte bestimmt werden (Tabelle 1 und 2). Die Gleichung besagt, wenn der Förderstrom halbiert wird, sinkt die Förderhöhe auf ein Viertel. Verdoppelt sich der Förderstrom, so erhöht sich die Förderhöhe auf das Vierfache. Damit ist jetzt die Anlagenkennlinie darstellbar (Abbildung 12 und 13). Stellt man Formel 2 nach Q_1 um, so erhält man Formel 4. In diese setzt man jetzt für Pumpe 1 und 2 die abgelesenen Werte des tatsächlichen Betriebspunktes aus Abbildung 12 ein.

$$Q_2 = Q = 3 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$H_2 = H = 4,75 \text{ m}$$

Die Werte für H_1 wählt man frei und erhält so die zugehörigen Werte des Volumenstroms (Tabelle 1). Die Punktpaare sind in das Diagramm einzutragen und es kann die Anlagenkennlinie eingezeichnet werden (Abbildung 12).

Formel 4 Umgestellte Formel 2

$$Q_1 = Q_2 * \sqrt{\frac{H_1}{H_2}}$$

| Fall 1 | | | | | | | | | | | | | |
|----------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Wert | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| Q [m³/h] | 0 | 0,44 | 0,97 | 1,38 | 1,69 | 1,95 | 2,18 | 2,38 | 2,58 | 2,75 | 3 | 3,23 | 3,37 |
| H [m] | 0 | 0,1 | 0,5 | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 3,5 | 4 | 4,75 | 5,5 | 6 |

Tab. 1 Ermittelte Punkte der Anlagenkennlinie für Wilo TOP Z 40 Fall 1

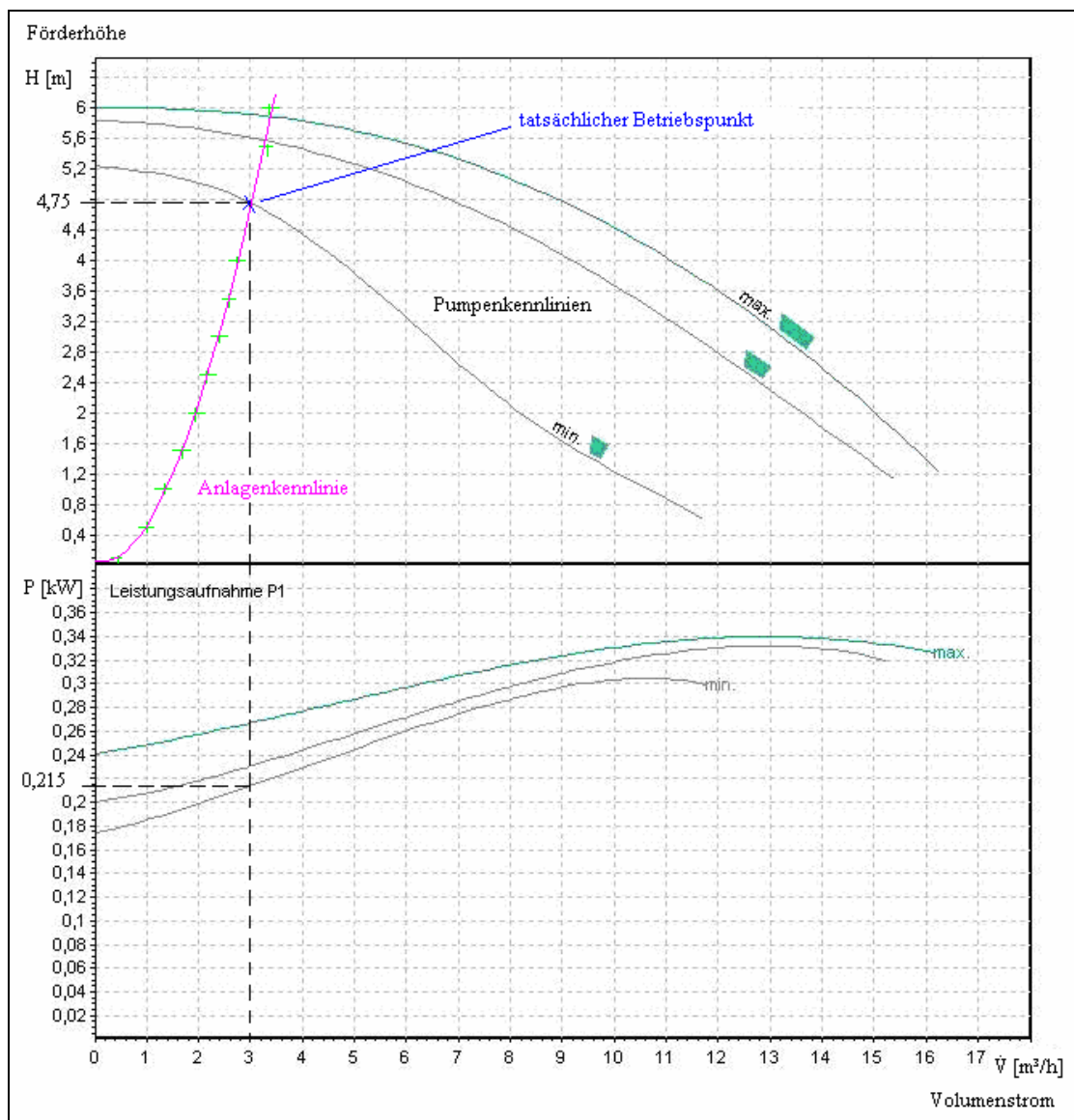


Abb. 12 Kennlinie Wilo TOP-Z 40 Fall 1

Bei den Pumpen 3 und 4 ist die Vorgehensweise gleich. Hier wird der Betriebspunkt aus Abbildung 13 abgelesen ($Q_2 = Q = 3 \text{ m}^3/\text{h}$; $H_2 = H = 5,92 \text{ m}$). Danach in Formel 4 eingesetzt und es ergeben sich die Werte in Tabelle 2. Daraus folgt die Anlagenkennlinie in Abbildung 13.

| Fall 2 | | | | | | | | | | | | | |
|----------|---|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Wert | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 |
| Q [m³/h] | 0 | 0,39 | 0,87 | 1,23 | 1,51 | 1,74 | 1,95 | 2,14 | 2,31 | 2,47 | 2,62 | 2,76 | 3 |
| H [m] | 0 | 0,1 | 0,5 | 1 | 1,5 | 2 | 2,5 | 3 | 3,5 | 4 | 4,5 | 5 | 5,92 |

Tab. 2 Ermittelte Punkte der Anlagenkennlinie für Wilo TOP Z 40 Fall 2

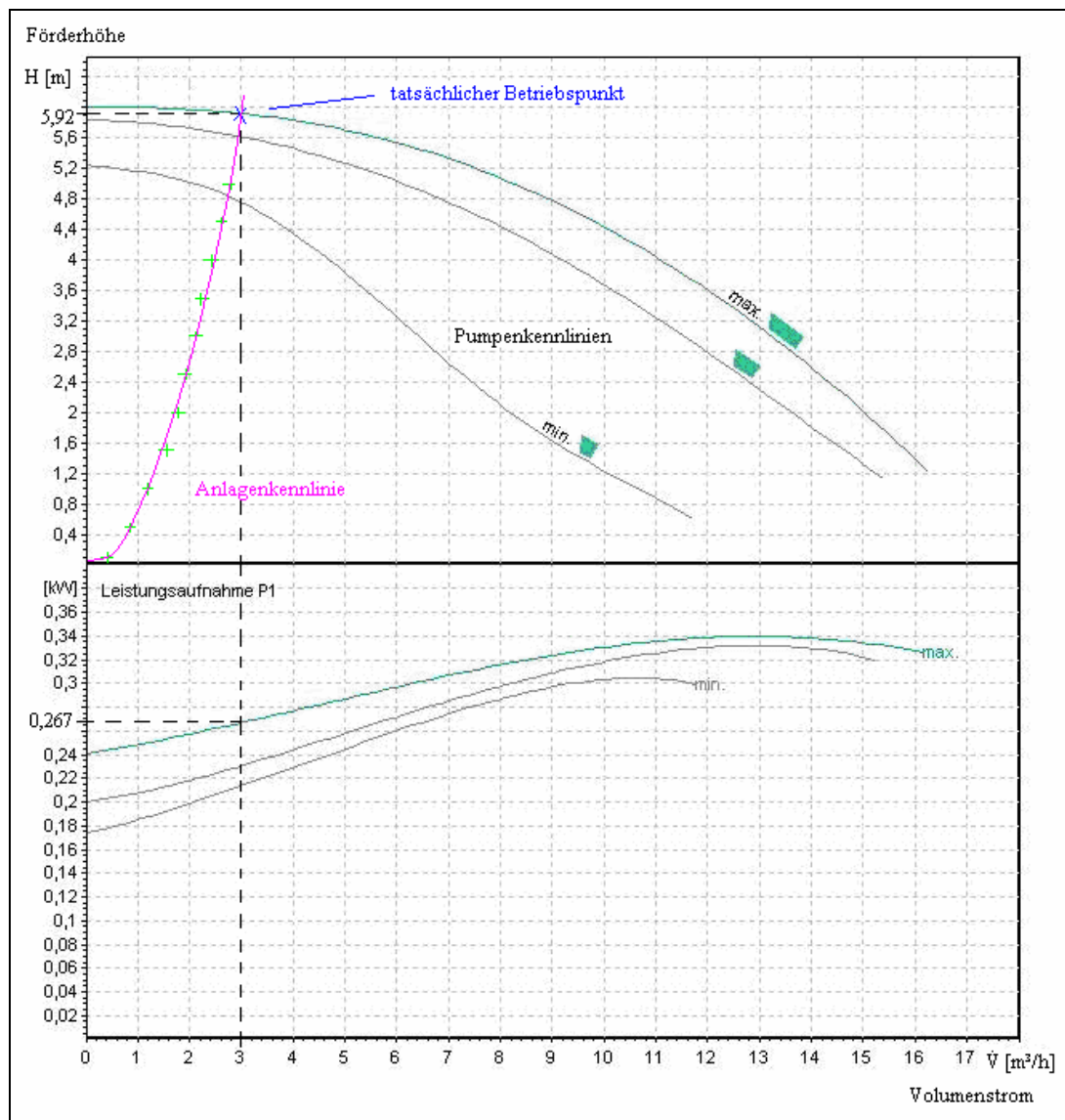


Abb. 13 Kennlinie Wilo TOP-Z 40 Fall 2

Weiterhin konnte anhand installierter Thermometer festgestellt werden, dass die Pumpen 1 und 2, welche auf kleinster Stufe laufen, eine Temperaturdifferenz von 5 Kelvin aufweisen (60°C TWW zu 55°C TWZ). Dagegen teilweise 7 Kelvin bei den Pumpen 3 und 4 (60°C TWW zu 53°C TWZ), welche auf höchste Stufe eingestellt sind. Da bei normalen Thermometern die Wahrscheinlichkeit von Ablesefehlern hoch ist, wurde um die Temperaturen genauer bestimmen zu können, eine Anlegemessung via Datenlogger durchgeführt. Dieser 4 Kanal-Datenlogger konnte an den 4 Zirkulationsleitungen angebracht werden. Dazu wurden jeweils die installierten Thermometer aus denen im Rohr eingesetzten Hülsen gezogen und die Fühler des Datenloggers an jener Stelle platziert. Die Vorlauftemperatur konnte separat über die Gebäudeleittechnik ausgelesen beziehungsweise aufgezeichnet werden. Daher ergeben sich für die Vorlauftemperatur ein Maximalwert von 68 °C und ein Minimalwert von 58 °C. Die entsprechenden Werte für jeden der 4 Rückläufe, sind der Tabelle 3 zu entnehmen.

| | Max Rücklauftemperatur | Min Rücklauftemperatur |
|---------|------------------------|------------------------|
| Pumpe 1 | 61,6°C | 56,0°C |
| Pumpe 2 | 62,7°C | 57,0°C |
| Pumpe 3 | 59,3°C | 54,5°C |
| Pumpe 4 | 59,4°C | 53,0°C |

Tab. 3 Rücklauftemperaturen der 4 Pumpen

Aus den Trends in den Abbildungen 14 und 15 sind der Vorlauftemperatur die Rücklauftemperaturen der einzelnen Pumpen gegenübergestellt.

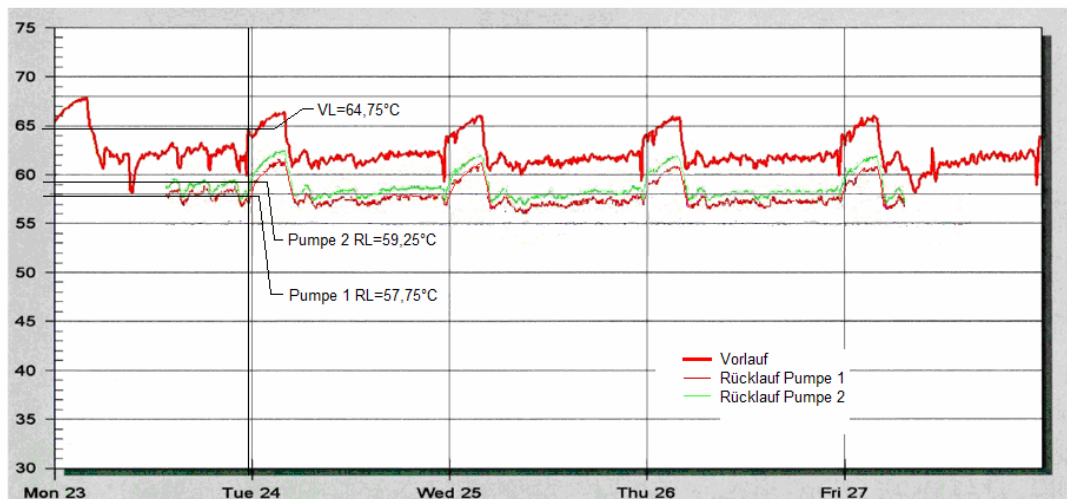


Abb. 14 Gemeinsamer Vorlauf sowie Rücklauf Pumpe 1 und 2

Zusätzlich wurde jeweils die größte Temperaturspreizung ermittelt, welche sich aus der in der Graphik eingezeichneten Vorlauftemperatur, abzüglich der einzelnen Rücklauftemperaturen ergibt. Für die Pumpe 1 beträgt diese 7 Kelvin und 5,5 Kelvin für die Pumpe 2 (Abbildung 14).

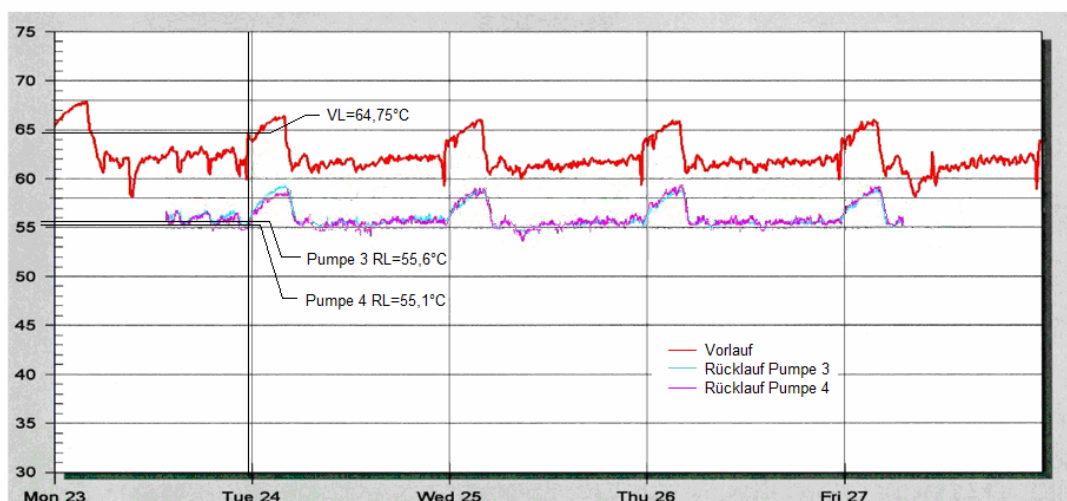


Abb. 15 Gemeinsamer Vorlauf sowie Rücklauf Pumpe 3 und 4

Die größten Temperaturspreizungen für die Pumpen 3 und 4 betragen 9,15 Kelvin sowie 9,65 Kelvin (Abbildung 15). Dies sind graphisch ermittelte Extremwerte und daher nicht repräsentativ. Diese Werte ergeben sich bei

Tageswechsel, wenn die Vorlauftemperatur zur thermischen Desinfektion hochgefahren wird. Da die Ermittlung der durchschnittlichen Temperaturdifferenzen aus den Trends wiedererwartend problematisch und ungenau ausfällt, wird in der weiteren Betrachtung auf die abgelesenen Werte zurückgegriffen.

3.2 Untersuchung des Ist-Zustandes im OPZ

3.2.1 Dimensionierung

Da es im Fall des Operativen Zentrums nicht möglich ist einen konkreten Auslegungsbetriebspunkt zu ermitteln, ist kein Vergleich zwischen dem aktuellen und dem optimalen Betriebspunkt möglich. Somit können also auf diesem Weg auch keine Rückschlüsse gezogen werden, wie nah oder weit weg, die einzelne Zirkulationspumpe mit den aktuellen Einstellungen vom Auslegungspunkt entfernt ist. Außerdem erschwert dies die Auswahl beziehungsweise die Dimensionierung einer Ersatzpumpe.

Einen Ansatz bietet die Formel für die Leistung durch Stofftransport. Hierbei wird zunächst der Volumenstrom gemessen, Vor- und Rücklauftemperatur. Aus der Vorlauftemperatur ergibt sich die zugehörige Dichte und spezifische Wärmekapazität des Wassers.

Formel 5 Leistung durch Stofftransport

$$\dot{Q} = \dot{V} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (\vartheta_i - \vartheta_a)$$

$$\dot{Q} = \dot{V}_p \cdot \rho_w \cdot c_w \cdot \Delta\vartheta$$

$$\rho_{w60} = 0,983 \frac{kg}{l} \quad c_{w60} = 4,18 \frac{kJ}{kgK}$$



$$\rho_{w60} \cdot c_{w60} = 1,14 \frac{kWh}{m^3K}$$

$$\dot{V}_p \rightarrow \text{wird gemessen} \quad \Delta\vartheta \rightarrow \text{ablesen}$$

$$\dot{Q} = \dots \frac{m^3}{h} * 1,14 \frac{kWh}{m^3K} * \dots K$$

$$\dot{Q} = \dots kW$$

Damit wird eine Bestimmung der Wärmeverlustleistung möglich. Ausgehend von einer konstanten Wärmeverlustleistung, das heißt einer Temperaturdifferenz zwischen gewünschten 2-5 Kelvin, kann die errechnete Wärmeverlustleistung wieder in die umgestellte Formel eingesetzt werden. Danach ist es möglich, für die angestrebte Temperaturdifferenz den erforderlichen Förderstrom zu berechnen.

Formel 6 Umgestellte Formel 5

$$\dot{V}_p = \frac{\dot{Q}}{\rho_{w60} c_{w60} \Delta\vartheta}$$

Im Fall der Pumpen 1 und 2 des Operativen Zentrums ergibt sich wieder ein Förderstrom von 3 m³/h da die gewünschte und tatsächliche Temperaturdifferenz übereinstimmt (5 Kelvin). Bei den Zirkulationspumpen 3 und 4 dagegen wird ein Volumenstrom von 4,2 m³/h benötigt um eine Temperaturdifferenz von 5 Kelvin zu erreichen. Dies ist mit der derzeit

verbauten Pumpe nicht zu erreichen, da sie bereits am Maximum arbeitet (Abbildung 13).

3.2.2 Betriebspunkt und Laufzeit

Bei der Betrachtung der Betriebspunkte bleibt festzuhalten, dass in beiden Fällen die tatsächlichen Betriebspunkte nicht optimal positioniert sind. Bei den Zirkulationspumpen 1 und 2 des OPZ wird eine maximale Temperaturdifferenz von fünf Kelvin gerade so erreicht und die Pumpen 3 und 4 bleiben darüber. Da vom Hersteller keine Wirkungsgradkurven zu erhalten waren, bleibt dieser nur spekulativ. Es ist jedoch zu vermuten, dass in beiden Fällen die Betriebspunkte weit vom optimalen Wirkungsgrad entfernt sind.

Zur Laufzeit kann festgestellt werden, dass die Pumpen den gesamten Tag voll durchlaufen. Dies ist nicht mehr zeitgemäß und Stand der Technik. Wie in den Trendaufzeichnungen festgestellt wurde, erreichen die Rücklauftemperaturen bis zu 62 °C. Bei diesen Temperaturen könnte eine g eregelte Pumpe mit ihrer Leistung runterfahren.

3.3 Untersuchung der Einsparpotentiale

Bei einer Vielzahl von bestehenden Pumpensystemen und deren Pumpen gibt es Einsparpotentiale. Das ist der Tatsache geschuldet, dass es heute durch den technischen Fortschritt und ein wachsendes Energiepreisbewusstsein Anlagekomponenten mit höheren Wirkungsgraden als noch vor einigen Jahren gibt. Hinzu kommt, dass der Wirkungsgrad mit zunehmender Alterung der Anlage sinkt. So können Pumpen bis zu 15 Prozent durch schlechte Wartung verlieren.⁴⁶ In den Rohrleitungen steigt der Leitungswiderstand durch Korrosion und Ablagerungen und undichte Armaturen können zu Druckverlusten führen. Ausschlaggebend für geringere Gesamtkosten sind die aufeinander

⁴⁶ Vgl. Dena (Hrsg.), Optimierung Anlagen, 2010.

abgestimmten Komponenten eines Systems. Wenn zum Beispiel eine Pumpe aufgrund eines Defektes ausgetauscht muss, was tatsächlich einen guten Zeitpunkt für Verbesserungs- beziehungsweise Optimierungsmaßnahmen darstellt, sollte man nicht einfach nur die defekte Pumpe durch eine leistungs- und baugleiche Neue ersetzen, sondern hinterfragen ob die vorher installierte Pumpe denn überhaupt richtig dimensioniert war. Am sinnvollsten ist es allerdings, solch eine Frage vor einem Defekt zu stellen, da es dann wesentlich einfacher ist ausreichend Daten für eine Systemoptimierung zu sammeln.

Das Wissen über den Ist-Zustand der Anlage ist die Basis und eine wichtige Voraussetzung für die Optimierung. Darum sollte, insofern nicht schon vorhanden, erst einmal damit begonnen werden, die vorhandenen Anlagenkomponenten aufzunehmen (Bestandsaufnahme). Ebenfalls ist es sinnvoll hydraulische Daten aus der laufenden Anlage abzugreifen beziehungsweise besondere Betriebszustände in einem Testbetrieb zu erzeugen um spezielle Werte zu erhalten. Zu messen wären so zum Beispiel der Druckverlust über die Rohrleitungen bei verschiedenen Förderströmen, der Förderstrom der Pumpe bei variablem Gegendruck oder die Leistungsaufnahme des Pumpenmotors bei verschiedenen Betriebspunkten. Des Weiteren könnte der Druckabfall in der Leitung über Einbauten wie Wärmetauscher, Filter und der Gleichen gemessen werden. Bei einem verzweigten Leitungssystem die Volumenströme der einzelnen Stränge ermitteln und in geschlossenen Kreisläufen kann man prüfen ob die vorliegenden Förderströme tatsächlich notwendig sind. Mit den so ermittelten Daten erhält man einen Einblick in das System und kann potentielle Schwachstellen identifizieren.

Verbesserungsmaßnahmen die daraus abgeleitet werden könnten, sind zum Beispiel Druckverbraucher wie einen Filter auszutauschen, wenn er durch einen hydraulisch günstigeren ersetzt werden könnte. Es ist zu untersuchen ob kleinere Förderströme gefahren werden können und das Pumpensystem ist dem anzupassen. Das heißt, eventuell bei einer Heizung einen hydraulischen Abgleich vornehmen. Vielleicht ist auch eine automatische Strangdifferenzdruckregelung sinnvoll. Bei der Pumpe ist zu prüfen, ob sie im tatsächlichen Betriebspunkt auch mit optimalem Wirkungsgrad arbeitet. Kann man die Förderleistung anpassen oder müsste man die Pumpe austauschen?

Eventuell könnte auch der Antrieb der Pumpe verbesserungswürdig sein. Daraus folgt, überdimensionierte Motoren austauschen, um unnötige Energieverluste zu reduzieren. Motoren büßen im Laufe ihres Lebens auch so an Wirkungsgrad ein, so dass sich auch hier ein Wechsel lohnen könnte. Nicht zu letzt trägt eine sinnvolle Regelstrategie auch zu Einsparungen bei. Existiert bereits eine Regelung ist nach Verbesserungsmaßnahmen vielleicht eine Neujustierung notwendig, den schlecht eingestellte Regelungen können zu hohen Energiekosten führen.⁴⁷

3.4 Kosten der Überführung in Hocheffizienztechnik

3.4.1 Kosten allgemein

Im Allgemeinen sind die Anschaffungskosten einer Pumpe klein gegenüber den Kosten des Pumpensystems über seine Lebenszeit. Außerdem sind die Folgekosten, zum Beispiel Ausfallkosten, bei Pumpen im Vergleich zu deren Einkaufspreis überdurchschnittlich hoch. Im Folgenden werden die zu betrachtenden Kostenarten aufgeführt. Zu den Investitionskosten (Anschaffungskosten) gehören die Einkaufskosten der jeweiligen Komponente (Beispiel Pumpe), mögliche Planungskosten, Kosten des Einkaufsprozesses sowie eventuelle Qualifizierungsmaßnahmen des Personals.⁴⁸ Eine Einflussnahme auf die Anschaffungskosten der Pumpe ist durch eine Reduzierung der erforderlichen Förderhöhe durch größere Rohquerschnitte möglich. Dies hätte zwar eine Kostensteigerung des Rohmaterials und der Armaturen zur Folge, im Gegenzug würde jedoch der Leistungsbedarf der Pumpe sinken, und es kann somit ein kleineres und günstigeres Modell verwendet werden. Des Weiteren sind in den Investitionskosten die Installationskosten zu erfassen. Zu ihnen zählen die Montage- und Inbetriebnahmekosten.⁴⁹ Nach den Investitionskosten sind die Betriebskosten

⁴⁷ Vgl. Dena (Hrsg.), Optimierung Anlagen, 2010.

⁴⁸ Aufschlüsselung der Anschaffungskosten in VDMA 34160.

⁴⁹ Aufschlüsselung der Installationskosten in VDMA 34160.

zu ermitteln. Neben Wartungs- und Instandhaltungskosten stellen die Energiekosten den größten Anteil dar. Sie sind das Produkt aus Verbrauch und Preis und hängen von der Förderaufgabe und dem Wirkungsgrad ab. Sofern der Betriebspunkt konstant ist, kann dann der Jahresverbrauch aus der Leistungsaufnahme der Pumpe und derer Jahresbetriebsstunden bestimmt werden. Bei geregelten Pumpen sind die unterschiedlichen Auslastungen in Verbindung mit den jeweils zugehörigen Jahresstunden zu erfassen. Ebenfalls zu den Betriebskosten sind die Bedienungskosten zu rechnen. Dies sind Personalkosten für den normalen Betrieb abhängig vom Überwachungsaufwand der Pumpe. Zu den Instandhaltungskosten gehören Wartungsarbeiten, geplante vorbeugende Instandhaltung sowie die korrektive Instandhaltung bei Defekten (Pumpendefekt).⁵⁰ Die Produktionsausfallkosten, können leicht zu einem großen Posten heranwachsen. Sie ergeben sich als Produkt aus Schadenshäufigkeit, der Reparaturdauer und dem Produktionswert pro Zeiteinheit. Bei Austausch oder Entsorgung fallen des Weiteren Umweltkosten an. Am Ende der Betriebsdauer stehen die Außerbetriebnahmekosten. Dies sind die Kosten der Demontage der Anlage, Entsorgung von ausgedienten Teilen und gegebenenfalls Kosten der Wiederherstellung des Ursprungszustands.⁵¹

3.4.2 Untersuchung der Fördermöglichkeiten

Bei den Recherchen zu dieser Arbeit konnten zwei wesentliche Fördermöglichkeiten ermittelt werden. Dazu gehören die Förderung über die KfW-Förderbank und das Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA). Bei der KfW-Förderbank gab es bis zum 01.09.2010 eine Sonderförderung im Rahmen des Programms „Energieeffizient Sanieren“. Hierbei konnte man Zuschüsse bekommen für Maßnahmen die zur Minderung des CO₂ – Ausstoßes beitrugen. Eine solche Maßnahme war die Optimierung der Wärmeverteilung im Rahmen bestehender Heizungsanlagen und dazu gehörte der Einbau von hocheffizienten Umwälz- und Zirkulationspumpen. Die Zuschüsse lagen bei 25 Prozent der Kosten für die Optimierung. Bei Kosten

⁵⁰ Schadenshäufigkeit ist abzuschätzen bzw. der MTBF-Angabe des Herstellers zu entnehmen.

⁵¹ Vgl. Dena (Hrsg.), Lebenszykluskosten, 2010.

unter 400 Euro wurde ein Zuschuss von 100 Euro und bei Kosten von unter 100 Euro kein Zuschuss gezahlt. Antragsberechtigt waren Eigentümer von selbst genutzten und vermieteten Wohngebäuden so zum Beispiel Privatpersonen, Wohnungsunternehmen, Gemeinden sowie sonstige Körperschaften und Anstalten öffentlichen Rechts.⁵² Das Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle (BAFA) fördert Maßnahmen zur Nutzung erneuerbarer Energien im Rahmen des Marktanreizprogramms des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit. Darunter fallen auch besonders effiziente Solarkollektorpumpen. Bei diesen kann ein Bonus von 50 Euro pro Pumpe bewilligt werden. Anfang 2010 gab es auch die Möglichkeit bei einer effizienten Umwälzpumpe 200 Euro pro Heizungsanlage zu beantragen, dies ist mittlerweile nicht mehr möglich. Der Bonus für die Solarkollektorpumpe, muss allerdings zusammen mit der Förderung einer Solarkollektoranlage beantragt werden.⁵³ Zusammenfassend bleibt festzuhalten, dass die Sonderförderung für Hocheffizienzpumpen der KfW-Förderbank seit September vorigen Jahres nicht mehr existiert und um diese wahrzunehmen hätte es sich bei dem Universitätsklinikum um ein Wohngebäude handeln müssen. Die Förderung durch das Bundesamt für Wirtschaft und Ausfuhrkontrolle ist nur im Zusammenhang mit dem Bau einer förderfähigen Solarkollektoranlage möglich. Der Austausch einer Pumpe für sich allein, ist nicht förderfähig.

3.4.3 Einstieg in die Investitionsrechnung

Zur dreistufigen Beurteilung wird auf die Investitionsrechnung zurückgegriffen. Die Investitionsrechnung ermöglicht eine Abgrenzung zwischen vorteilhaften, grenzwertigen und nicht vorteilhaften Investitionen. Im speziellen ermöglicht sie einen Alternativenvergleich zwischen konkurrierenden Investitionen. Darunter ist die Identifikation der wirtschaftlicheren Variante zu verstehen. Des Weiteren kann durch die Investitionsrechnung auch der optimale Ersatzzeitpunkt von Objekten im Bestand ermittelt werden. Im vorliegenden Fall soll der Austausch von Pumpen betrachtet werden. Es handelt sich somit um eine

⁵² Vgl. o.V., Sonderförderung KfW, 2011.

⁵³ Vgl. o.V., Förderung BAFA, 2010.

Ersatzinvestition. Die klassischen Verfahren zur Beurteilung von Investitionen lassen sich in statische- und dynamische Verfahren aufteilen. Statische Verfahren sind die Kostenvergleichsrechnung, die Gewinnvergleichsrechnung, die Rentabilitätsrechnung und die statische Amortisationsrechnung. Da die dynamischen Verfahren den Zeitpunkt von Auszahlungen, und damit Zins- und Preissteigerungseffekte berücksichtigen, fallen sie in die engere Auswahl. Zu ihnen zählen die Kapitalwertmethode, die Interne Zinsfußmethode, die Annuitätenmethode und die dynamische Amortisationsrechnung.⁵⁴

Im Folgenden soll die Kapitalwertmethode näher erläutert werden, da sie im Unterschied zur Kostenvergleichsrechnung, sich nicht nur auf die Kostenseite beschränkt. Die Idee dieser Methode begründet sich im Vergleich der Gesamtheit aller Einzahlungen und Auszahlungen abgezinst auf den Zeitpunkt Null der Investition. Diese Methode ist eine der wichtigsten Investitionsrechnungsverfahren und entscheidet anhand des Kapitalwertkriteriums ob eine Investition wirtschaftlich lohnend ist. Ein weiterer wichtiger Aspekt ist, dass die unter Umständen in der Zukunft liegenden Zahlungen, durch eine Abzinsung auf den Zeitpunkt Null vergleichbar gemacht werden. Daraus folgend ist eine Diskontierung der Zahlungen vorzunehmen, daher wird im Weiteren von barwertigen Ein- und Auszahlungen (E_0 und A_0) gesprochen. Es ergibt sich somit als Wirtschaftlichkeitskriterium einer Investition, dass die kumulierten, diskontierten Einnahmen die kumulierten, diskontierten Ausgaben übersteigen müssen.

$$E_0 > A_0 \rightarrow E_0 - A_0 > 0$$

Die Differenz zwischen den barwertigen Ein- und Auszahlungen ist definiert als Kapitalwert C_0 .⁵⁵

$$E_0 - A_0 > 0 \rightarrow C_0 > 0$$

⁵⁴ Vgl. Däumler, Grundlagen Investitionsrechnung, 2007.

⁵⁵ Däumler, Grundlagen Investitionsrechnung, 2007, S. 63f.

Der Ausdruck $C_0 > 0$ ist das Kapitalwertkriterium. Eine Investition mit positivem Kapitalwert ist vorteilhaft bzw. wirtschaftlich dagegen bedeutet ein negativer Kapitalwert, dass die Investition unwirtschaftlich ist. Ist der Kapitalwert hingegen Null, besteht kein Unterschied zwischen der Investition und einer Anlage zum Kalkulationszinssatz. Da der Investor in diesem Fall keine überdurchschnittliche Verzinsung des eingesetzten Kapitals erhält, ist die Investition in diesem Falle grenzwertig. Der Kapitalwert bei konstanten Jahreszahlungen errechnet sich aus der Formel:

$$C_0 = (e - a) * DSF_n + R * AbF_n - A$$

Bei ungleichen Jahreszahlungen kann der Diskontierungssummenfaktor nicht verwendet werden. Hier sind die Jahresbeträge zum Erhalt des Kapitalwerts einzeln auf die Gegenwart abzuzinsen. Die Formel für den Kapitalwert bei Einzeldiskontierung lautet:

Formel 7 Kapitalwert bei Einzeldiskontierung⁵⁶

$$C_0 = (e_1 - a_1) * AbF_1 + (e_2 - a_2) * AbF_2 + \dots + (e_n - a_n + R) * AbF_n - A$$

3.4.3 Kostenermittlung

Zur Berechnung des Kapitalwertes benötigt man Informationen über die mit der Investition verbundenen Zahlungen, den Kalkulationszinssatz und die Nutzungsdauer. Demnach muss eine quantifizierte Aussage, unter anderem über die Anschaffungsauszahlung, den Restwert und die jährlichen Ein- und Auszahlungen getroffen werden können. Die Anschaffungsauszahlung ergibt sich aus dem Preis der Pumpe plus der Installationskosten. Unter Bezug auf ein entsprechendes Angebot⁵⁷ wurden die Werte in Tabelle 4 ermittelt.

⁵⁶ Däumler, Grundlagen Investitionsrechnung, 2007, S. 74f.

⁵⁷ Siehe Angebot für Pumpentausch im Anhang.

| | Wilo TOP Z 40 | Wilo Stratos Z 40 |
|--------------------------------|-------------------|-------------------|
| Preis der Pumpe: | 1.162,60 € | 1.577,31 € |
| Installationskosten: | 30,14 € | 335,34 € |
| Sonstige Kosten: | 0,00 € | 0,00 € |
| Anschaffungsauszahlung: | <u>1.192,74 €</u> | <u>1.912,65 €</u> |

Tab. 4 Anschaffungsauszahlung

Das Angebot macht deutlich, dass die Wiederbeschaffung und Installation der bereits verbauten Pumpe kostengünstiger ist. Daher stellt sich die Frage ob die Hocheffizienzpumpe in der Lage ist die nötigen Kapitalrückflüsse zu generieren um ihre größere Anschaffungsauszahlung zu rechtfertigen. Der Restwert einer Pumpe nach ihrer Nutzungsdauer, ist aufgrund Abnutzung und überlebter Technik, mit Null anzusetzen. Des Weiteren muss vor der Investitionsrechnung der Kalkulationszinssatz festgelegt werden, welcher eine geforderte Mindestverzinsung darstellt. Mit dem Kalkulationszinssatz i , werden später auch die entsprechenden Abzinsungsfaktoren bestimmt. Zum besseren Verständnis dienen die nächsten beiden Beispiele, der Kalkulationszinssatz bei Eigen- und bei Fremdfinanzierung. Bei einer kompletten Eigenfinanzierung gilt:

$$i_e = \text{Habenzinssatz} + \text{Risikozuschlag}$$

Daraus folgt, dass die subjektive Mindestverzinsung einer bestimmten Kapitalmarktanlage plus Risikozuschlag entsprechen sollte. Bei kompletter Fremdfinanzierung gilt:

$$i_f = \text{Sollzinssatz} + \text{Risikozuschlag}$$

Das heißt, der Kalkulationszinssatz entspricht dem Fremdkapitalzinssatz i_f plus Risikozuschlag. Für die Berechnung der Kapitalwerte wurde ein mittlerer

Kapitalmarktzins von 3,63 Prozent⁵⁸ für das Jahr 2010 ermittelt und dieser zugrunde gelegt. Der Kapitalmarktzins eignet sich insofern da er eine längerfristige Verzinsung widerspiegelt was der Investition in Pumpen entspricht, denn ihre Nutzungsdauer wird mit mindestens 10 Jahren angesetzt. Die Nutzungsdauer fußt auf den in den entsprechenden AfA Tabellen angegebenen steuerlich geltenden Abschreibungszeiträumen, da diese die Pumpen im Mittel in 10 Jahren⁵⁹ abschreibt. Im folgenden Teil werden die laufenden Ein- und Auszahlungen in Form von Finanzplänen über die geplante Nutzungsdauer abgebildet.

Zu den laufenden jährlichen Ausgaben zählen die Wartungs- und Personalkosten, diese werden in Bezug auf die Pumpen mit Null angesetzt, da sie wartungsfrei sind und keiner weiteren Betreuung durch Personal bedürfen. Den größten Posten der Auszahlungen nehmen die Energiekosten ein. Bei einem konstanten Betriebspunkt wie bei den alten Pumpen, welche fest eingestellt sind, ist die Berechnung recht einfach. Der Energieverbrauch ist das Produkt von Betriebsstundenzahl und der Leistungsaufnahme P1. Nun müssen die Verbräuche nur mit den Kosten der Elektroenergie multipliziert werden. Für das Universitätsklinikum ist ein Strompreis von 14,12 Cent pro Kilowattstunde⁶⁰ anzusetzen. Des Weiteren wird eine jährliche Preissteigerungsrate von 2,3 Prozent⁶¹ in die Berechnung integriert.

Für die Berechnung wird im weiteren Verlauf wieder in Fall 1 und Fall 2 unterschieden. Bei dem ersten Fall handelt es sich um die Zirkulationspumpen 1 und 2 des Operativen-Zentrums welche aufgrund gleicher Betriebspunkte beziehungsweise Leistungsaufnahmen zusammen betrachtet werden. Separat gilt dies für den zweiten Fall. Wichtig ist hierbei, dass sich Fall 1 und 2 in ihrer Leistungsaufnahme unterscheiden (Abbildung 12 und 13). Die Berechnung der Energiekosten für den Fall 1 mit den Pumpen vom Typ Wilo TOP Z 40 ist in Tabelle 5 dargestellt.

⁵⁸ Vgl. Deutsche Bundesbank (Hrsg.), Kapitalmarktzins, 2011.

⁵⁹ Vgl. o.V., Abschreibungstabelle, 2007.

⁶⁰ Siehe Preisblatt Medienabrechnung im Anhang

⁶¹ Vgl. Destatis (Hrsg.), Erzeugerpreise, 2010.

| Fall 1: Pumpentyp Wilo TOP Z 40 | | |
|---------------------------------|----------------------|-------------------|
| Stunden pro Jahr | Leistungsaufnahme P1 | Leistung pro Jahr |
| 8760 h | 0,215 kW | 1883,4 kWh |
| Jahr n | Strompreis im Jahr n | Energiekosten |
| 1 | 14,1200 Ct/kWh | 265,94 € |
| 2 | 14,4448 Ct/kWh | 272,05 € |
| 3 | 14,7770 Ct/kWh | 278,31 € |
| 4 | 15,1169 Ct/kWh | 284,71 € |
| 5 | 15,4645 Ct/kWh | 291,26 € |
| 6 | 15,8202 Ct/kWh | 297,96 € |
| 7 | 16,1841 Ct/kWh | 304,81 € |
| 8 | 16,5563 Ct/kWh | 311,82 € |
| 9 | 16,9371 Ct/kWh | 318,99 € |
| 10 | 17,3267 Ct/kWh | 326,33 € |

Tab. 5 Berechnung Energiekosten mit Preissteigerungsrate

Wie aus der Tabelle 5 ersichtlich wird beträgt die Anzahl der Betriebsstunden 8760 h. Dieses Ergebnis kommt zustande, da die Zirkulationspumpen 24 Stunden am Tag und 365 Tage im Jahr durchlaufen. Die Leistungsaufnahme wurde graphisch, aus denen vom Hersteller im Diagramm angegebenen Kennlinien entsprechend der Fördermenge ermittelt (Abbildung 12). Sie beträgt 0,215 kW und damit ergeben sich 1883,4 kWh pro Jahr. Diese werden nun mit den jeweiligen, unter Berücksichtigung der Preissteigerungsrate, errechneten jährlichen Strompreisen multipliziert, um die jährlichen Energiekosten zu erhalten.

| Fall 2: Pumpentyp Wilo TOP Z 40 | | |
|---------------------------------|----------------------|-------------------|
| Stunden pro Jahr | Leistungsaufnahme P1 | Leistung pro Jahr |
| 8760 h | 0,267 kW | 2338,92 kWh |
| Jahr n | Strompreis im Jahr n | Energiekosten |
| 1 | 14,1200 Ct/kWh | 330,26 € |
| 2 | 14,4448 Ct/kWh | 337,85 € |
| 3 | 14,7770 Ct/kWh | 345,62 € |
| 4 | 15,1169 Ct/kWh | 353,57 € |
| 5 | 15,4645 Ct/kWh | 361,70 € |
| 6 | 15,8202 Ct/kWh | 370,02 € |
| 7 | 16,1841 Ct/kWh | 378,53 € |
| 8 | 16,5563 Ct/kWh | 387,24 € |
| 9 | 16,9371 Ct/kWh | 396,15 € |
| 10 | 17,3267 Ct/kWh | 405,26 € |

Tab. 6 Berechnung Energiekosten mit Preissteigerungsrate

Im Fall 2 verhält es sich genau so, nur dass hier die Leistungsaufnahme bei 0,267 kW liegt und dadurch entstehen 2.338,92 kWh im Jahr (Tabelle 6).

Da die Hocheffizienzpumpen, an Stelle fester Voreinstellungen, über eine dynamische Regelung verfügen, kann hier nicht von einem konstanten Stromverbrauch ausgegangen werden. Um eine durchschnittliche Leistungsaufnahme zu bestimmen, wurde über die Gebäudeleittechnik ein Trend einer Vergleichbaren Hocheffizienzpumpe aufgezeichnet.⁶² Ein Tagesabschnitt dieses Trends wurde als repräsentativ für den zukünftigen Betrieb der Hocheffizienzpumpen zu Grunde gelegt.⁶³ Dieser Tageskurve wurden die jeweiligen Tagesstunden der unterschiedlichen Auslastungen entnommen (Tabelle 7 und 8). Dabei entsprechen 100 Prozent der maximalen Fördermenge der jeweiligen Pumpe. Die Ermittlung, der zu den jeweiligen prozentualen Auslastungen gehörenden Leistungsaufnahmen, erfolgte aus denen vom Hersteller verfügbaren Kennliniendiagrammen.⁶⁴ Die zugehörigen Fördermengen für 2m, 4m und 6m der Pumpenkennlinie Förderhöhe / Fördermenge im oberen Diagrammteil wurden in den unteren Teil (Stromaufnahme/Fördermenge) an den Schnittpunkten mit den korrespondierenden Kurven der Maximalfördermenge (2m, 4m und 6m) eingetragen. Da der Druckverlust in einem Rohrsystem quadratisch zur Durchflussmenge steigt, steigt die benötigte Pumpenantriebsleistung in der dritten Potenz mit der Fördermenge.

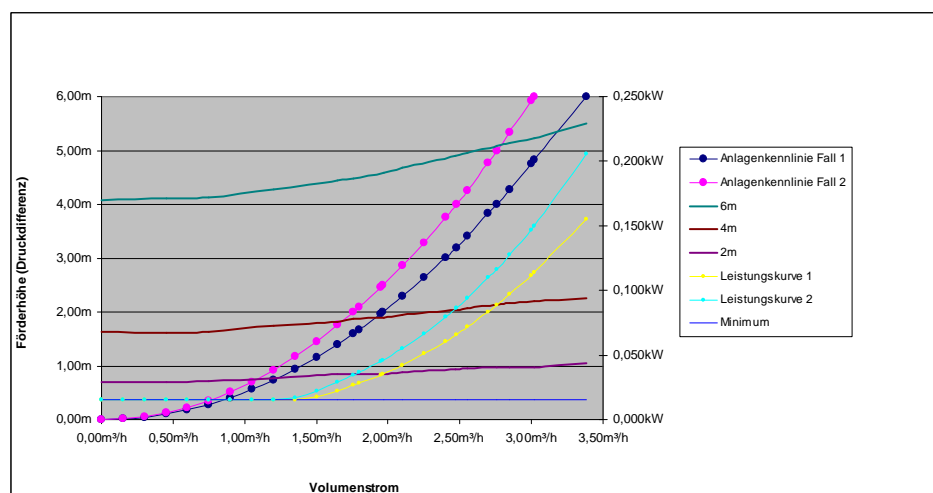


Abb. 16 Diagramm mit den ermittelten Leistungskurven für Fall1 und 2

⁶² Siehe Trend GLT Vergleichspumpe im Anhang.

⁶³ Siehe Trend einzelner Tag im Anhang.

⁶⁴ Siehe Diagramm mit ermittelter Leistungskurve Fall1 und Fall 2 im Anhang.

Somit konnte, zur Beschreibung der Leistungsaufnahme der Pumpen am gegebenen Rohrnetz, ein kubischer Zusammenhang mit der entsprechenden Gleichung in Abhängigkeit der Auslastung ermittelt werden (Abbildung 16).

| Durchschnittliche Leistungsaufnahme für den Fall1 | | | |
|---|---------|------------|-------------------|
| Nr. | Uhrzeit | Auslastung | Leistungsaufnahme |
| 1 | 0:00 | 100% | 111,6W |
| 2 | 0:30 | 100% | 111,6W |
| 3 | 1:00 | 96% | 99,8W |
| 4 | 1:30 | 60% | 28,1W |
| 5 | 2:00 | 30% | 15,0W |
| 6 | 2:30 | 84% | 69,3W |
| 7 | 3:00 | 30% | 15,0W |
| 8 | 3:30 | 30% | 15,0W |
| 9 | 4:00 | 30% | 15,0W |
| 10 | 4:30 | 30% | 15,0W |
| 11 | 5:00 | 30% | 15,0W |
| 12 | 5:30 | 100% | 111,6W |
| 13 | 6:00 | 95% | 96,9W |
| 14 | 6:30 | 95% | 96,9W |
| 15 | 7:00 | 100% | 111,6W |
| 16 | 7:30 | 91% | 86,2W |
| 17 | 8:00 | 95% | 96,9W |
| 18 | 8:30 | 100% | 111,6W |
| 19 | 9:00 | 99% | 107,1W |
| 20 | 9:30 | 97% | 101,2W |
| 21 | 10:00 | 98% | 105,6W |
| 22 | 10:30 | 90% | 83,6W |
| 23 | 11:00 | 97% | 102,6W |
| 24 | 11:30 | 96% | 98,3W |
| 25 | 12:00 | 96% | 99,8W |
| 26 | 12:30 | 93% | 91,5W |
| 27 | 13:00 | 100% | 110,1W |
| 28 | 13:30 | 100% | 111,6W |
| 29 | 14:00 | 90% | 83,6W |
| 30 | 14:30 | 100% | 111,6W |
| 31 | 15:00 | 98% | 105,6W |
| 32 | 15:30 | 92% | 88,8W |
| 33 | 16:00 | 94% | 94,2W |
| 34 | 16:30 | 100% | 111,6W |
| 35 | 17:00 | 95% | 96,9W |
| 36 | 17:30 | 96% | 98,3W |
| 37 | 18:00 | 100% | 111,6W |
| 38 | 18:30 | 94% | 94,2W |
| 39 | 19:00 | 91% | 86,2W |
| 40 | 19:30 | 95% | 96,9W |
| 41 | 20:00 | 86% | 73,9W |
| 42 | 20:30 | 99% | 108,6W |
| 43 | 21:00 | 90% | 83,6W |
| 44 | 21:30 | 99% | 108,6W |
| 45 | 22:00 | 100% | 110,1W |
| 46 | 22:30 | 98% | 104,1W |
| 47 | 23:00 | 90% | 83,6W |
| 48 | 23:30 | 90% | 82,4W |
| 49 | 0:00 | 96% | 99,8W |
| Durchschnittliche Leistungsaufnahme: | | | 87W |

Tab. 7 Berechnung der Leistungsaufnahme Fall 1

| Durchschnittliche Leistungsaufnahme für den Fall2 | | | |
|---|---------|------------|-------------------|
| Nr. | Uhrzeit | Auslastung | Leistungsaufnahme |
| 1 | 0:00 | 100% | 147,2W |
| 2 | 0:30 | 100% | 147,2W |
| 3 | 1:00 | 96% | 131,4W |
| 4 | 1:30 | 60% | 36,5W |
| 5 | 2:00 | 30% | 15,0W |
| 6 | 2:30 | 84% | 90,9W |
| 7 | 3:00 | 30% | 15,0W |
| 8 | 3:30 | 30% | 15,0W |
| 9 | 4:00 | 30% | 15,0W |
| 10 | 4:30 | 30% | 15,0W |
| 11 | 5:00 | 30% | 15,0W |
| 12 | 5:30 | 100% | 147,2W |
| 13 | 6:00 | 95% | 127,6W |
| 14 | 6:30 | 95% | 127,6W |
| 15 | 7:00 | 100% | 147,2W |
| 16 | 7:30 | 91% | 113,3W |
| 17 | 8:00 | 95% | 127,6W |
| 18 | 8:30 | 100% | 147,2W |
| 19 | 9:00 | 99% | 141,1W |
| 20 | 9:30 | 97% | 133,3W |
| 21 | 10:00 | 98% | 139,1W |
| 22 | 10:30 | 90% | 109,9W |
| 23 | 11:00 | 97% | 135,2W |
| 24 | 11:30 | 96% | 129,5W |
| 25 | 12:00 | 96% | 131,4W |
| 26 | 12:30 | 93% | 120,3W |
| 27 | 13:00 | 100% | 145,1W |
| 28 | 13:30 | 100% | 147,2W |
| 29 | 14:00 | 90% | 109,9W |
| 30 | 14:30 | 100% | 147,2W |
| 31 | 15:00 | 98% | 139,1W |
| 32 | 15:30 | 92% | 116,8W |
| 33 | 16:00 | 94% | 123,9W |
| 34 | 16:30 | 100% | 147,2W |
| 35 | 17:00 | 95% | 127,6W |
| 36 | 17:30 | 96% | 129,5W |
| 37 | 18:00 | 100% | 147,2W |
| 38 | 18:30 | 94% | 123,9W |
| 39 | 19:00 | 91% | 113,3W |
| 40 | 19:30 | 95% | 127,6W |
| 41 | 20:00 | 86% | 97,0W |
| 42 | 20:30 | 99% | 143,1W |
| 43 | 21:00 | 90% | 109,9W |
| 44 | 21:30 | 99% | 143,1W |
| 45 | 22:00 | 100% | 145,1W |
| 46 | 22:30 | 98% | 137,2W |
| 47 | 23:00 | 90% | 109,9W |
| 48 | 23:30 | 90% | 108,2W |
| 49 | 0:00 | 96% | 131,4W |
| Durchschnittliche Leistungsaufnahme: | | | 114W |

Tab. 8 Berechnung der Leistungsaufnahme Fall 2

Ausgehend von den zuvor ermittelten Tagesstunden, wurden nun die zugehörigen Leistungsaufnahmen summiert und durch die Zahl der Messpunkte geteilt (Tabelle 7 und 8). Dabei erhalten wir für den Fall 1 der Hoch-effizienzpumpen eine durchschnittliche Leistungsaufnahme von 0,087 kW. Mit

diesem Wert werden nun, analog zu den vorherigen Rechnungen die jährlichen Energiekosten ermittelt (Tabelle 9).

| Fall 1: Pumpentyp Wilo Stratos Z 40 | | |
|-------------------------------------|----------------------|-------------------|
| Stunden pro Jahr | Leistungsaufnahme P1 | Leistung pro Jahr |
| 8760 h | 0,087 kW | 762,12 kWh |
| Jahr n | Strompreis im Jahr n | Energiekosten |
| | | |
| 1 | 14,1200 Ct/kWh | 107,61 € |
| 2 | 14,4448 Ct/kWh | 110,09 € |
| 3 | 14,7770 Ct/kWh | 112,62 € |
| 4 | 15,1169 Ct/kWh | 115,21 € |
| 5 | 15,4645 Ct/kWh | 117,86 € |
| 6 | 15,8202 Ct/kWh | 120,57 € |
| 7 | 16,1841 Ct/kWh | 123,34 € |
| 8 | 16,5563 Ct/kWh | 126,18 € |
| 9 | 16,9371 Ct/kWh | 129,08 € |
| 10 | 17,3267 Ct/kWh | 132,05 € |
| | | |

Tab. 9 Berechnung Energiekosten mit Preissteigerungsrate

| Fall 2: Pumpentyp Wilo Stratos Z 40 | | |
|-------------------------------------|----------------------|-------------------|
| Stunden pro Jahr | Leistungsaufnahme P1 | Leistung pro Jahr |
| 8760 h | 0,114 kW | 998,64 kWh |
| Jahr n | Strompreis im Jahr n | Energiekosten |
| | | |
| 1 | 14,1200 Ct/kWh | 141,01 € |
| 2 | 14,4448 Ct/kWh | 144,25 € |
| 3 | 14,7770 Ct/kWh | 147,57 € |
| 4 | 15,1169 Ct/kWh | 150,96 € |
| 5 | 15,4645 Ct/kWh | 154,44 € |
| 6 | 15,8202 Ct/kWh | 157,99 € |
| 7 | 16,1841 Ct/kWh | 161,62 € |
| 8 | 16,5563 Ct/kWh | 165,34 € |
| 9 | 16,9371 Ct/kWh | 169,14 € |
| 10 | 17,3267 Ct/kWh | 173,03 € |
| | | |

Tab. 10 Berechnung Energiekosten mit Preissteigerungsrate

Für den Fall 2 wurde eine mittlere Leistungsaufnahme von 0,114 kW bestimmt und der Berechnung der Energiekosten in Tabelle 10 zugrunde gelegt. Nach Berechnung der jährlichen Energiekosten ist die Ermittlung der jährlichen Auszahlungen abgeschlossen und es werden die jährlichen Einzahlungen betrachtet. Für die Untersuchung der Wirtschaftlichkeit beziehungsweise Vorteilhaftigkeit wird für den alten Pumpentyp Wilo TOP Z 40 festgelegt, dass

diese Einzahlungen generiert aus der verzinsten Minderauszahlung bei der Anschaffung. Die Hocheffizienzpumpe hingegen erlangt Einzahlungen aus den gesparten Energiekosten. Die Rechnung der jährlichen Einzahlungen für die herkömmliche Pumpe sind der Tabelle 11 zu entnehmen. Hierbei wurde zunächst die Differenz der Anschaffungsausgabe errechnet. Bei A_{neu} handelt es sich um die Hocheffizienzpumpe und bei A_{alt} um die herkömmliche Zirkulationspumpe.

$$\text{Ersparnis} = A_{\text{neu}} - A_{\text{alt}}$$

$$\text{Ersparnis} = 1.912,65 \text{ €} - 1.192,74 \text{ €}$$

$$\text{Ersparnis} = \underline{719,91 \text{ €}}$$

Die 719,91 Euro Ersparnis sind die Basis und werden nun mit einem durchschnittlichen Kapitalmarktzinssatz von 3,63 Prozent⁶⁵ über 10 Jahre aufgezinst. Somit lassen sich für jedes einzelne Jahr die Zinsen ermitteln, welche dann als jährliche Einzahlungen in die Kapitalwertberechnung eingehen.

| n | AuF | Wert | Zinsen im Jahr n |
|----|--------|----------|------------------|
| 0 | - | 719,91 | - |
| 1 | 1,0363 | 746,04 | 26,13 € |
| 2 | 1,0739 | 773,12 | 27,08 € |
| 3 | 1,1129 | 801,19 | 28,06 € |
| 4 | 1,1533 | 830,27 | 29,08 € |
| 5 | 1,1952 | 860,41 | 30,14 € |
| 6 | 1,2385 | 891,64 | 31,23 € |
| 7 | 1,2835 | 924,01 | 32,37 € |
| 8 | 1,3301 | 957,55 | 33,54 € |
| 9 | 1,3784 | 992,31 | 34,76 € |
| 10 | 1,4284 | 1.028,33 | 36,02 € |

Tab. 11 Aufgezinsten Einsparung der Wilo TOP Z 40

⁶⁵ Vgl. Deutsche Bundesbank (Hrsg.), Kapitalmarktzins, 2011.

Die eingesparten Energiekosten, als Grundlage der Einzahlungen, bei der Ermittlung der Kapitalwerte der Hocheffizienzpumpen, errechnen sich aus der Differenz der einzelnen jährlichen Energiekosten (Tabelle 12 und 13). Dabei ist in die Fälle 1 und 2 zu unterscheiden, da die Einsparungen unterschiedlich ausfallen.

| Fall 1 (Pumpe 1 und 2) | | | |
|------------------------|---------------------------------|-------------------------------------|-----------|
| Jahr n | Energiekosten Wilco TOP Z 40 | Energiekosten Wilco Stratos Z 40 | Ersparnis |
| | I | II | I - II |
| | | | |
| 1 | 265,94 € | 107,61 € | 158,32 € |
| 2 | 272,05 € | 110,09 € | 161,97 € |
| 3 | 278,31 € | 112,62 € | 165,69 € |
| 4 | 284,71 € | 115,21 € | 169,50 € |
| 5 | 291,26 € | 117,86 € | 173,40 € |
| 6 | 297,96 € | 120,57 € | 177,39 € |
| 7 | 304,81 € | 123,34 € | 181,47 € |
| 8 | 311,82 € | 126,18 € | 185,64 € |
| 9 | 318,99 € | 129,08 € | 189,91 € |
| 10 | 326,33 € | 132,05 € | 194,28 € |
| | | | |

Tab. 12 Berechnung der Energiekostensparnis für den Fall 1

| Fall 2 (Pumpe 3 und 4) | | | |
|------------------------|---------------------------------|-------------------------------------|-----------|
| Jahr n | Energiekosten Wilco TOP Z 40 | Energiekosten Wilco Stratos Z 40 | Ersparnis |
| | I | II | I - II |
| | | | |
| 1 | 330,26 € | 141,01 € | 189,25 € |
| 2 | 337,85 € | 144,25 € | 193,60 € |
| 3 | 345,62 € | 147,57 € | 198,05 € |
| 4 | 353,57 € | 150,96 € | 202,61 € |
| 5 | 361,70 € | 154,44 € | 207,27 € |
| 6 | 370,02 € | 157,99 € | 212,04 € |
| 7 | 378,53 € | 161,62 € | 216,91 € |
| 8 | 387,24 € | 165,34 € | 221,90 € |
| 9 | 396,15 € | 169,14 € | 227,00 € |
| 10 | 405,26 € | 173,03 € | 232,23 € |
| | | | |

Tab. 13 Berechnung der Energiekostensparnis für den Fall 2

3.4.4 Kapitalwertberechnung

In der nachfolgenden Berechnung, wird die Pumpe vom Typ Wilo TOP Z 40 einer Hocheffizienzpumpe vom Typ Wilo Stratos Z 40 gegenübergestellt und ihre Kapitalwerte verglichen.

Jetzt da alle Werte bekannt sind, können die Kapitalwerte gerechnet werden. Wie vorhergehend schon erwähnt, müssen bei unterschiedlichen Ein- und Auszahlungen die Jahresbeträge einzeln diskontiert werden (Formel 7). Daher wurde bei der Berechnung wie folgt vorgegangen (Tabelle 14).

| Zirkulationspumpe 1 und 2: Wilo TOP Z 40 | | | | | | |
|--|---------|------------|---------------|----------|--|-------------|
| n | e_n | a_n | $(e_n - a_n)$ | AbF_n | Einzeldiskontierung $(e_n - a_n) \cdot AbF_n$ | C_n |
| 0 | - | 1.192,74 € | -1.192,74 € | - | -1.192,74 € | - |
| 1 | 26,13 € | 265,94 € | -239,80 € | 0,964972 | -231,40 € | -1.424,14 € |
| 2 | 27,08 € | 272,05 € | -244,97 € | 0,931170 | -228,11 € | -1.652,25 € |
| 3 | 28,06 € | 278,31 € | -250,25 € | 0,898553 | -224,86 € | -1.877,11 € |
| 4 | 29,08 € | 284,71 € | -255,63 € | 0,867078 | -221,65 € | -2.098,76 € |
| 5 | 30,14 € | 291,26 € | -261,12 € | 0,836705 | -218,48 € | -2.317,24 € |
| 6 | 31,23 € | 297,96 € | -266,73 € | 0,807397 | -215,35 € | -2.532,60 € |
| 7 | 32,37 € | 304,81 € | -272,44 € | 0,779115 | -212,27 € | -2.744,86 € |
| 8 | 33,54 € | 311,82 € | -278,28 € | 0,751824 | -209,22 € | -2.954,08 € |
| 9 | 34,76 € | 318,99 € | -284,23 € | 0,725488 | -206,21 € | -3.160,29 € |
| 10 | 36,02 € | 326,33 € | -290,31 € | 0,700076 | -203,24 € | -3.363,53 € |
| | | | | | | |

Tab. 14 Kapitalwert für Wilo TOP Z 40 Fall 1 mit $i = 3,63\%$

Hierbei Beginnt die Rechnung im Jahr Null mit der Anschaffungsauszahlung, welche nicht abgezinst werden muss. In den darauf folgenden Jahren werden dann jeweils die Auszahlungen von den Einzahlungen abgezogen und mit dem Abzinsungsfaktor multipliziert. Als Ergebnis steht in der letzten Spalte der abgezinste Jahresbetrag.

| Hocheffizienzpumpe 1 und 2: Wilo Stratos Z 40 | | | | | | |
|---|----------------|----------------|-----------------------------------|------------------|---|--------------------|
| n | e _n | a _n | (e _n -a _n) | AbF _n | Einzeldiskontierung (e _n -a _n)*AbF _n | C _n |
| 0 | - | 1.912,65 € | -1.912,65 € | - | -1.912,65 € | - |
| 1 | 158,32 € | 107,61 € | 50,71 € | 0,964972 | 48,94 € | -1.863,71 € |
| 2 | 161,97 € | 110,09 € | 51,88 € | 0,931170 | 48,31 € | -1.815,40 € |
| 3 | 165,69 € | 112,62 € | 53,07 € | 0,898553 | 47,69 € | -1.767,72 € |
| 4 | 169,50 € | 115,21 € | 54,29 € | 0,867078 | 47,08 € | -1.720,64 € |
| 5 | 173,40 € | 117,86 € | 55,54 € | 0,836705 | 46,47 € | -1.674,17 € |
| 6 | 177,39 € | 120,57 € | 56,82 € | 0,807397 | 45,88 € | -1.628,29 € |
| 7 | 181,47 € | 123,34 € | 58,13 € | 0,779115 | 45,29 € | -1.583,00 € |
| 8 | 185,64 € | 126,18 € | 59,46 € | 0,751824 | 44,71 € | -1.538,30 € |
| 9 | 189,91 € | 129,08 € | 60,83 € | 0,725488 | 44,13 € | -1.494,16 € |
| 10 | 194,28 € | 132,05 € | 62,23 € | 0,700076 | 43,57 € | -1.450,60 € |

Tab. 15 Kapitalwert für Wilo Stratos Z Fall 1 mit i = 3,63%

Mit den Tabellen 14 und 15 haben wir nun die Kapitalwerte für den Fall 1 bestimmt. Dabei ist festzustellen, dass der Kapitalwert der Hocheffizienzpumpe mit minus 1.450,60 Euro größer ist, als der der herkömmlichen Zirkulationspumpe mit minus 3.363,53 Euro. Dies bedeutet, dass die Investition der Hocheffizienzpumpe gegenüber der herkömmlichen Pumpe vorteilhafter ist.

| Zirkulationspumpe 3 und 4: Wilo TOP Z 40 | | | | | | |
|--|----------------|----------------|-----------------------------------|------------------|---|--------------------|
| n | e _n | a _n | (e _n -a _n) | AbF _n | Einzeldiskontierung (e _n -a _n)*AbF _n | C _n |
| 0 | - | 1.192,74 € | -1.192,74 € | - | -1.192,74 € | - |
| 1 | 26,13 € | 330,26 € | -304,12 € | 0,964972 | -293,47 € | -1.486,21 € |
| 2 | 27,08 € | 337,85 € | -310,77 € | 0,931170 | -289,38 € | -1.775,59 € |
| 3 | 28,06 € | 345,62 € | -317,56 € | 0,898553 | -285,34 € | -2.060,93 € |
| 4 | 29,08 € | 353,57 € | -324,49 € | 0,867078 | -281,36 € | -2.342,29 € |
| 5 | 30,14 € | 361,70 € | -331,56 € | 0,836705 | -277,42 € | -2.619,71 € |
| 6 | 31,23 € | 370,02 € | -338,79 € | 0,807397 | -273,54 € | -2.893,25 € |
| 7 | 32,37 € | 378,53 € | -346,17 € | 0,779115 | -269,70 € | -3.162,95 € |
| 8 | 33,54 € | 387,24 € | -353,70 € | 0,751824 | -265,92 € | -3.428,87 € |
| 9 | 34,76 € | 396,15 € | -361,39 € | 0,725488 | -262,18 € | -3.691,05 € |
| 10 | 36,02 € | 405,26 € | -369,24 € | 0,700076 | -258,49 € | -3.949,54 € |

Tab. 16 Kapitalwert für Wilo TOP Z 40 Fall 2 mit i = 3,63%

Im zweiten Fall, anhand der Berechnungen in den Tabellen 16 und 17 zu sehen, verhält es sich ähnlich. Hier ist die Hocheffizienzpumpe mit einem

Kapitalwert von minus 1.473,14 Euro wirtschaftlicher, als die Wilo TOP Z 40 mit einem Wert von minus 3.949,54 Euro.

| Hocheffizienzpumpe 3 und 4: Wilo Stratos Z 40 | | | | | | |
|---|----------|------------|---------------|----------|--|--------------------|
| n | e_n | a_n | $(e_n - a_n)$ | AbF_n | Einzeldiskontierung $(e_n - a_n) * AbF_n$ | C_n |
| 0 | - | 1.912,65 € | -1.912,65 € | - | -1.912,65 € | - |
| 1 | 189,25 € | 141,01 € | 48,24 € | 0,964972 | 46,55 € | -1.866,10 € |
| 2 | 193,60 € | 144,25 € | 49,35 € | 0,931170 | 45,95 € | -1.820,15 € |
| 3 | 198,05 € | 147,57 € | 50,48 € | 0,898553 | 45,36 € | -1.774,79 € |
| 4 | 202,61 € | 150,96 € | 51,65 € | 0,867078 | 44,78 € | -1.730,00 € |
| 5 | 207,27 € | 154,44 € | 52,83 € | 0,836705 | 44,21 € | -1.685,80 € |
| 6 | 212,04 € | 157,99 € | 54,05 € | 0,807397 | 43,64 € | -1.642,16 € |
| 7 | 216,91 € | 161,62 € | 55,29 € | 0,779115 | 43,08 € | -1.599,08 € |
| 8 | 221,90 € | 165,34 € | 56,56 € | 0,751824 | 42,53 € | -1.556,56 € |
| 9 | 227,00 € | 169,14 € | 57,86 € | 0,725488 | 41,98 € | -1.514,58 € |
| 10 | 232,23 € | 173,03 € | 59,19 € | 0,700076 | 41,44 € | -1.473,14 € |

Tab. 17 Kapitalwert für Wilo Stratos Z Fall 2 mit $i = 3,63\%$

4 Einschätzung und Bewertung

4.1 Optimaler Ersatzzeitpunkt

Als nächstes wird auf Grundlage der Kapitalwertberechnung, der optimale Ersatzzeitpunkt bestimmt. Unter Zuhilfenahme der einzelnen jährlichen Kapitalwerte, der beiden zu vergleichenden Pumpentypen, wird für Fall 1 und 2 der Zeitpunkt ermittelt, wann welche Pumpe vorteilhafter ist. Die berechneten Kapitalwerte für jedes einzelne Jahr sind in den Tabellen 12 bis 15 ersichtlich. Sie sind die Summe der Einzeldiskontierungen bis zum Ende des gesuchten Jahres, abzüglich der Anschaffungsauszahlung. Mit den einzelnen Kapitalwerten C_n , wird in Abbildung 17 die folgende Graphik für den Fall 1 erstellt.

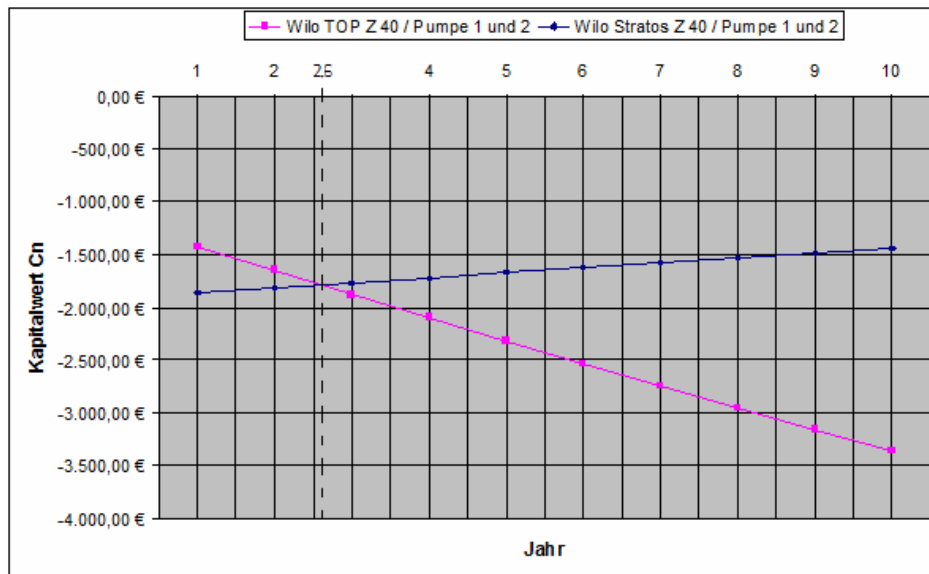


Abb. 17 Kapitalwertverlauf für den Fall 1, Grenzfall bei 2,6 Jahren

Wie man der Graphik entnehmen kann, schneiden sich die Kurven der beiden Varianten bei 2,6 Jahren. Das heißt, in diesem Punkt sind beide Investitionen gleich gut oder jede einzelne betrachtete Variante ist grenzwertig vorteilhaft / wirtschaftlich. In den ersten 2,6 Jahren ist also der ältere Pumpentyp, die Wilo TOP Z 40 wirtschaftlicher und eine Hocheffizienzpumpe unwirtschaftlich. Über 2,6 Jahre hinaus ist die Hocheffizienzpumpe wirtschaftlicher.

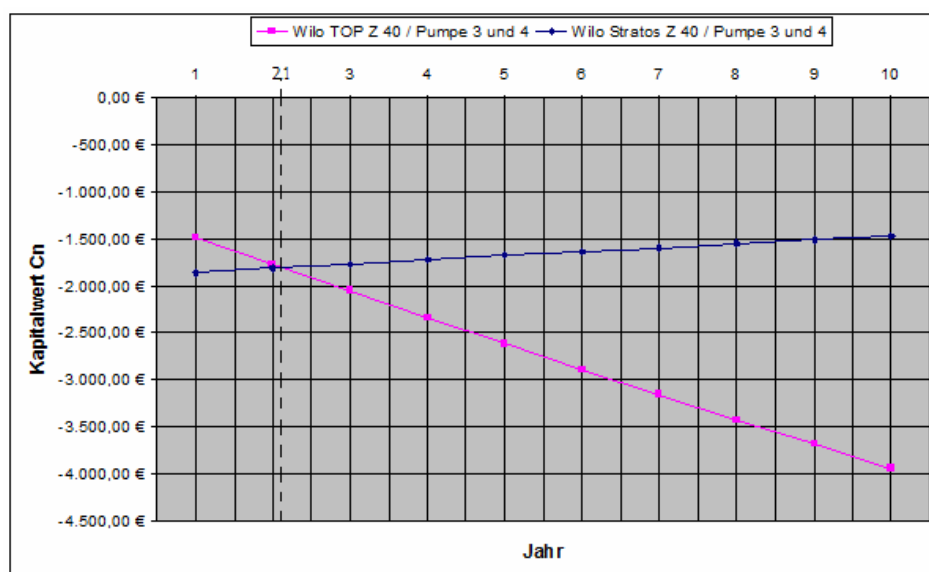


Abb. 18 Kapitalwertverlauf für den Fall 2, Grenzfall bei 2,1 Jahren

Beim zweiten Fall, der ermittelten Graphik in Abbildung 18, entsteht ein anderes Ergebnis. Aufgrund der Tatsache, dass die Pumpe 3 und 4 einen höheren Stromverbrauch haben, steigt die Ersparnis an Energiekosten durch die Hocheffizienzpumpe, wobei die Wirtschaftlichkeit steigt. In diesem Fall liegt die Grenze (Schnittpunkt) bei 2,1 Jahren. Somit ist unterhalb von 2,1 Jahren die herkömmliche Pumpe wirtschaftlicher, darüber die Hocheffizienzpumpe.

Zusammenfassend wird festgestellt, dass angenommen werden könnte, der Austausch der Pumpen im Fall 1 würde sich lohnen, wenn die herkömmlichen Pumpen mindestens 2,6 Jahre verbaut gewesen sind. Doch dies entspricht nicht den Tatsachen. Anhand der Kapitalwerte kann lediglich die relative Vorteilhaftigkeit bestimmt werden. Die Graphik sagt vielmehr aus, dass wenn sich die Frage stellen würde, die herkömmliche Pumpe oder die Effizienzpumpe einzubauen, dann wäre die Wilo TOP Z 40 in den ersten 2,6 Jahren vorteilhafter. Da aber von einer Nutzungsdauer von mindestens 10 Jahren ausgegangen wird, ist bei dieser Betrachtung die Hocheffizienzpumpe immer wirtschaftlicher. Dies gilt analog für den Fall 2.

Nachfolgend wird der optimale Ersatzzeitpunkt für eine Pumpe, vom Typ Wilo TOP Z 40 ermittelt. Dazu werden die verbleibenden Zahlungen im n-ten Jahr dieser Pumpe mit dem Kapitalwert der Hocheffizienzpumpe für das Jahr der restlichen Nutzungsdauer der Bestandspumpe verglichen. Anhand eines Beispiels soll dies kurz erläutert werden.

Für den Fall 1 betragen die verbleibenden Zahlungen nach dem fünften Jahr minus 1.172,37 Euro (Tabelle 18). Dieser Betrag setzt sich zusammen aus den aufsummierten Zahlungen für die verbleibenden fünf Jahre der Nutzungsdauer. Im Gegensatz zu den vorherigen Rechnungen, werden hierbei die erlangten Zinsen durch die Minderausgabe bei der Anschaffung aus den Einzahlungen entfernt. Dem ermittelten Betrag steht der Kapitalwert der Hocheffizienzpumpe aus dem Fall 1 gegenüber. Dieser beträgt, für die Restnutzungsdauer von fünf Jahren der Bestandspumpe, minus 1.674,17 Euro (Tabelle 15). Als Ergebnis des Vergleichs dieser zwei Werte steht die Aussage, dass die Bestandspumpe in den restlichen fünf Jahren ihrer Nutzungsdauer, weniger Kosten verursacht als die Anschaffung und der Betrieb der Hocheffizienzpumpe.

| Jahr n | Restliche Zahlungen | |
|-----------|---------------------|-------------|
| | Fall 1 | Fall 2 |
| 1 | -2.166,34 € | -2.690,29 € |
| 2 | -1.913,01 € | -2.375,69 € |
| 3 | -1.662,94 € | -2.065,13 € |
| 4 | -1.416,07 € | -1.758,56 € |
| 5 | -1.172,37 € | -1.455,92 € |
| 6 | -931,80 € | -1.157,17 € |
| 7 | -694,32 € | -862,25 € |
| 8 | -459,88 € | -571,11 € |
| 9 | -228,46 € | -283,71 € |
| 10 | 0,00 € | 0,00 € |

Tab. 18 Restliche Zahlungen Wilo TOP Z 40

Wie im Beispiel verdeutlicht, wurden die kompletten Werte über 10 Jahre verrechnet. Anschließend wurde daraus je ein Diagramm für den Fall 1 und 2 erstellt, um den Sachverhalt über die Nutzungsdauer abzubilden (Abbildung 19 und 20).

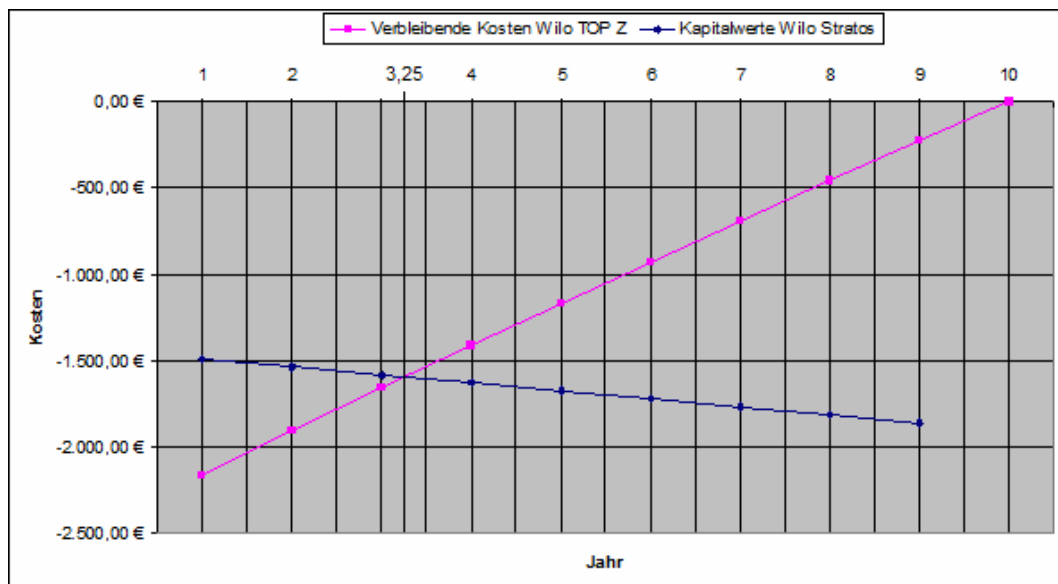


Abb. 19 Optimaler Ersatzzeitpunkt für den Fall 1

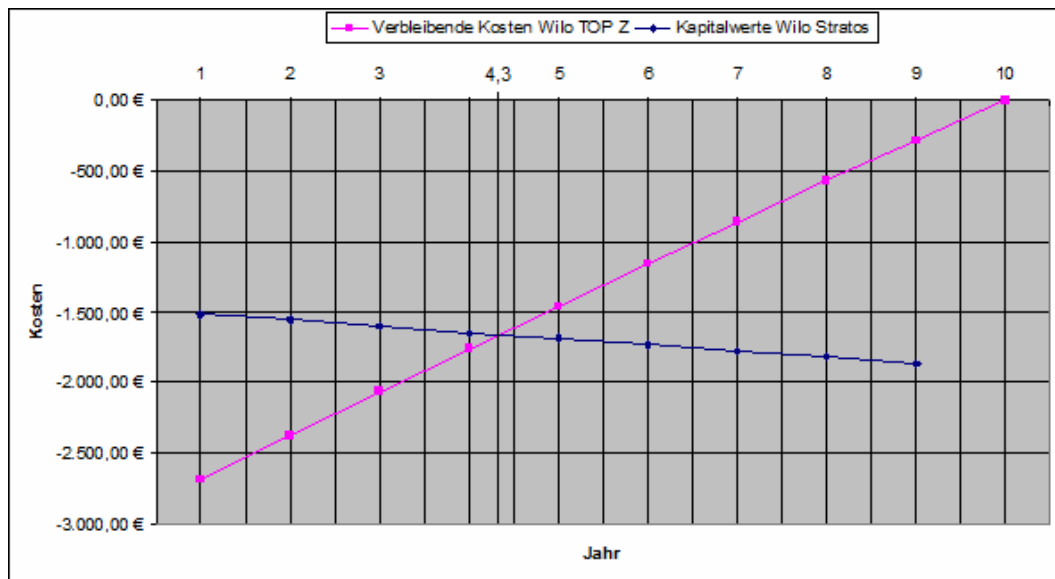


Abb. 20 Optimaler Ersatzzeitpunkt für den Fall 2

Wie den Graphiken entnommen werden kann, schneiden sich die Kurven der Bestandspumpe und der Hocheffizienzpumpe. In diesem Schnittpunkt liegt der Grenzfall der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung. Somit ist der Austausch der herkömmlichen Pumpe im Fall 1 wirtschaftlich, wenn sie weniger als 3,25 Jahre verbaut ist. In dieser Zeit verursacht sie mehr Kosten als die Effizienzpumpe. Bei genau 3,25 Jahren ist der Austausch grenzwertig wirtschaftlich, weil hier die beiden Pumpen, die gleichen Kosten erzeugen. Ist die Bestandspumpe mehr als 3,25 Jahre installiert, ist ein Austausch unwirtschaftlich. Analog gilt dies für die Pumpen im Fall 2, mit dem Unterschied, dass der Grenzfall bei 4,3 Jahren liegt. Zusammenfassend kann demnach festgestellt werden, dass die Wilo TOP Z 40, im Fall der Zirkulationspumpen 1 und 2 des Operativen-Zentrums, nach 3,25 Jahren durch die Hocheffizienzpumpe Wilo Stratos Z 40 ausgetauscht werden kann. Denn ab diesem Zeitraum, sind die Anschaffung und der Betrieb der Effizienzpumpe, mit weniger Auszahlungen verbunden als der Weiterbetrieb der Bestandspumpe über ihre Restnutzungsdauer. Ebenso bei den Zirkulationspumpen 3 und 4 nur in diesem Fall nach 4,3 Jahren.

4.2 Monetäre Wirkungsbewertung

Für die monetäre Bewertung, soll zunächst die Amortisationszeit für die Hocheffizienzpumpen im Fall 1 und 2 bestimmt werden.

Die Amortisationsrechnung ist in die statische- und die dynamische Amortisationsrechnung zu trennen. Der Unterschied liegt darin begründet, dass die dynamische Rechnung die Zeit ermittelt, bis der Investor die Anschaffungsauszahlung plus eine Verzinsung zum Kalkulationszinssatz wiedergewinnt. Bei der statischen Amortisationsrechnung wird die Verzinsung vernachlässigt. Die Amortisationszeit bei der statischen Rechnung, ist also die Zeit die benötigt wird den Kapitaleinsatz aus den Rückflüssen zurückzuerlangen. Das Amortisationskriterium für ein Ersatzproblem lautet:

$$t \leq t_{\max}$$

Daraus folgt, dass die tatsächliche Amortisationszeit t , höchstens der maximal zulässigen Amortisationszeit t_{\max} entsprechen sollte. Für den Fall der Hocheffizienzpumpen, ist die Abschreibungsdauer anzusetzen. Da Pumpen für gewöhnlich über 10 Jahre⁶⁶ abgeschrieben werden, beträgt die maximale Amortisationszeit demnach 10 Jahre. Nachfolgend wird die statische Amortisationszeit für den Fall 1, die Hocheffizienzpumpen 1 und 2, berechnet. Da Unterschiede bei den jährlichen Zahlungen vorhanden sind, erfolgt dies anhand der Kumulationsrechnung. Diese addiert die jährlichen Rückflüsse, bis in das Jahr in denen sie gleich der Anschaffungsauszahlung sind. Die zugrunde liegende Gleichung lautet:

Formel 8 Kumulationsrechnung für statische Amortisation⁶⁷

$$A = (e_1 - a_1) + (e_2 - a_2) + \dots + (e_t + R - a_t)$$

⁶⁶ Vgl. o.V., Abschreibungstabelle, 2007.

⁶⁷ Däumler, Grundlagen Investitionsrechnung, 2007, S. 215f.

Für die Rückflüsse sind, wie bei der Kapitalwertberechnung, die jährlichen Auszahlungen von den Einzahlungen abzuziehen. Zusätzlich werden die Pumpen linear abgeschrieben, das heißt zu den Rückflüssen wird aufgrund einer Nutzungsdauer von 10 Jahren, jährlich ein Zehntel der Anschaffungsauszahlung dazu addiert. Das sind 191,27 Euro pro Jahr. Die Rechnung erfolgt in Tabelle 18 und es kann für den Fall 1 festgestellt werden, dass die kumulierten Rückflüsse die Anschaffungsauszahlung von 1.912,65 Euro innerhalb des achten Jahres übersteigen.

| Amortisation der Hocheffizienzpumpen 1 und 2 | | | |
|---|-------------------------------|--------------------------|---|
| Jahre n | Rückflüsse ($e_n - a_n$) | kumulierte Rückflüsse | |
| | I | II = Summe I | |
| | | | |
| 1 | 241,98 € | 241,98 € | |
| 2 | 243,14 € | 485,12 € | |
| 3 | 244,34 € | 729,46 € | |
| 4 | 245,56 € | 975,02 € | |
| 5 | 246,81 € | 1.221,83 € | |
| 6 | 248,08 € | 1.469,91 € | |
| 7 | 249,39 € | 1.719,30 € | |
| 8 | 250,73 € | 1.970,03 € | t |
| 9 | 252,10 € | 2.222,13 € | |
| 10 | 253,50 € | 2.475,62 € | |
| | | | |

Tab. 19 Amortisationszeit für den Fall 1

Für den Fall 2, die Hocheffizienzpumpen 3 und 4, liegt die Amortisationszeit ebenfalls innerhalb des achten Jahres. Der Unterschied hierbei ist, dass die kumulierten Rückflüsse am Ende des achten Jahres etwas geringer ausfallen (Tabelle 19). Dies deutet darauf hin, dass sich die Pumpen im ersten Fall früher amortisieren.

| Amortisation der Hocheffizienzpumpen 3 und 4 | | | |
|---|-------------------------------|--------------------------|---|
| Jahre n | Rückflüsse ($e_n - a_n$) | kumulierte Rückflüsse | |
| | I | II = Summe I | |
| | | | |
| 1 | 239,50 € | 239,50 € | |
| 2 | 240,61 € | 480,12 € | |
| 3 | 241,75 € | 721,87 € | |
| 4 | 242,91 € | 964,78 € | |
| 5 | 244,10 € | 1.208,88 € | |
| 6 | 245,31 € | 1.454,19 € | |
| 7 | 246,56 € | 1.700,75 € | |
| 8 | 247,83 € | 1.948,57 € | t |
| 9 | 249,13 € | 2.197,70 € | |
| 10 | 250,46 € | 2.448,16 € | |
| | | | |

Tab. 20 Amortisationszeit für den Fall 2

Den genauen Wert der Amortisationszeit kann man durch lineare Interpolation bestimmen. Im Fall 1, als auch im Fall 2 der Hocheffizienzpumpe, liegt der Zeitpunkt zwischen dem siebten und achten Jahr, wie aus den Tabellen 19 und 20 ersichtlich wird. In der nachstehenden Formel 9 entsprechen die Jahre den Werten n_7 und n_8 .

Formel 9 Lineare Interpolation⁶⁸

$$t = n_7 - S_7 \cdot \frac{n_8 - n_7}{S_8 - S_7}$$

Des Weiteren werden für die Berechnung, die jeweiligen Summen aller Zahlungen zum Ende des Jahres, S_7 und S_8 benötigt. Diese berechnen sich

⁶⁸ Däumler, Grundlagen Investitionsrechnung, 2007, S. 217.

aus den kumulierten Rückflüssen des entsprechenden Jahres, abzüglich der Anschaffungsauszahlung (Tabelle 21 und 22).

| Anschaffungsauszahlung A = 1.912,65 € | | | | |
|---------------------------------------|---|--------------------------|-----------------------------|----------------|
| Jahre n | Rückflüsse (e _n -a _n) | kumulierte Rückflüsse | Summe aller Zahlungen | |
| | I | II = Summe I | III = II - A | |
| | | | | |
| 1 | 241,98 € | 241,98 € | -1.670,67 € | |
| 2 | 243,14 € | 485,12 € | -1.427,53 € | |
| 3 | 244,34 € | 729,46 € | -1.183,19 € | |
| 4 | 245,56 € | 975,02 € | -937,63 € | |
| 5 | 246,81 € | 1.221,83 € | -690,82 € | |
| 6 | 248,08 € | 1.469,91 € | -442,74 € | |
| 7 | 249,39 € | 1.719,30 € | -193,35 € | S ₇ |
| 8 | 250,73 € | 1.970,03 € | 57,38 € | S ₈ |
| 9 | 252,10 € | 2.222,13 € | 309,48 € | |
| 10 | 253,50 € | 2.475,62 € | 562,97 € | |
| | | | | |

Tab. 21 Berechnung S₇ und S₈ für den Fall 1

Setzt man die Werte in Formel 9 ein, so ergibt sich für den Fall 1 eine Amortisationszeit von t₁ gleich 7,77 Jahren.

$$t_1 = 7 + 193,35 \text{ €} * \frac{8 - 7}{57,38 \text{ €} + 193,35 \text{ €}}$$

$$\underline{t_1 = 7,77 \text{ Jahre}}$$

| Anschaffungsauszahlung A = 1.912,65 € | | | |
|---------------------------------------|---|--------------------------|-----------------------------|
| Jahre n | Rückflüsse (e _n -a _n) | kumulierte Rückflüsse | Summe aller Zahlungen |
| | I | II = Summe I | III = II - A |
| | | | |
| 1 | 239,50 € | 239,50 € | -1.673,15 € |
| 2 | 240,61 € | 480,12 € | -1.432,53 € |
| 3 | 241,75 € | 721,87 € | -1.190,78 € |
| 4 | 242,91 € | 964,78 € | -947,87 € |
| 5 | 244,10 € | 1.208,88 € | -703,77 € |
| 6 | 245,31 € | 1.454,19 € | -458,46 € |
| 7 | 246,56 € | 1.700,75 € | -211,90 € |
| 8 | 247,83 € | 1.948,57 € | 35,92 € |
| 9 | 249,13 € | 2.197,70 € | 285,05 € |
| 10 | 250,46 € | 2.448,16 € | 535,51 € |
| | | | |

Tab. 22 Berechnung S₇ und S₈ für den Fall 2

Für den zweiten Fall, der Hocheffizienzpumpen 3 und 4, ergibt sich eine Amortisationszeit von t₂ gleich 7,86 Jahren.

$$t_2 = 7 + 211,90 \text{ €} \cdot \frac{8 - 7}{35,92 \text{ €} + 211,90 \text{ €}}$$

$$\underline{t_2 = 7,86 \text{ Jahre}}$$

Wie den Amortisationszeiten entnommen werden kann, würden sich die Hocheffizienzpumpen, im Fall 1 und 2 der Betrachtung, innerhalb ihrer Nutzungsdauer amortisieren. Diese Erkenntnis stimmt positiv, da ihre Anschaffungskosten nicht unwesentlich ausfallen, vor allem im direkten Vergleich mit den herkömmlichen Pumpen.

4.3 Gesamtbewertung

Zum Ende dieser Diplomarbeit bleibt festzuhalten, dass das Thema Bestandspumpen, sowie Pumpen und Pumpensysteme, ein äußerst umfangreiches Verständnis der Zusammenhänge erfordert. Die Analyse der Bestandspumpen, in diesem Fall, der Zirkulationspumpen des Operativen-Zentrums des Universitätsklinikums hat ergeben, dass diese keine optimalen Betriebspunkte fahren und dies nicht zuletzt auch dem zugehörigen Pumpensystem geschuldet ist. Weiterhin steht fest, dass sich ein Austausch in Hocheffizienzpumpen, bei einer notwendigen Ersatzinvestition grundsätzlich lohnt. Auch die berechnete Amortisationszeit von unter 10 Jahren ist ein Beweis, dass die höheren Anschaffungskosten nicht abschrecken sollten. Das Fazit lautet demnach, dass der Austausch der herkömmlichen Pumpen gegen Hocheffizienzpumpen nicht unbedingt der erste Schritt zur Optimierung einer Bestandsanlage sein sollte, jedoch ist er mit Sicherheit einer der Energie- und damit Kosten sparendsten.

5 Ausblick

Anzuführen bleibt, dass es problematisch ist wenn man ein Pumpensystem im Bestand hat und die Aufzeichnungen hierzu mangelhaft sind. So ist es wichtig, dass maßstäbliche Zeichnungen von der Anlage vorhanden sind. Es sollte nachvollzogen werden könne, welche Rohrdimensionierungen plus Leitungslängen und Armaturen verbaut sind um gegebenenfalls die Pumpe anhand dessen zu Dimensionieren falls kein Auslegungsbetriebspunkt bekannt ist. Des Weiteren könnten solch Aufzeichnungen für die Verbesserung des Pumpensystems hilfreich sein. Ein Beispiel wäre das Aufspüren und Beseitigen von Widerständen im Rohrleitungsnetz.

Zukünftig sollten daher Daten zu den dann verbauten Hocheffizienzpumpen gesammelt werden. Das heißt, es müssten repräsentative Trends / Aufzeichnungen über die Gebäudeleittechnik ausgespielt werden, welche

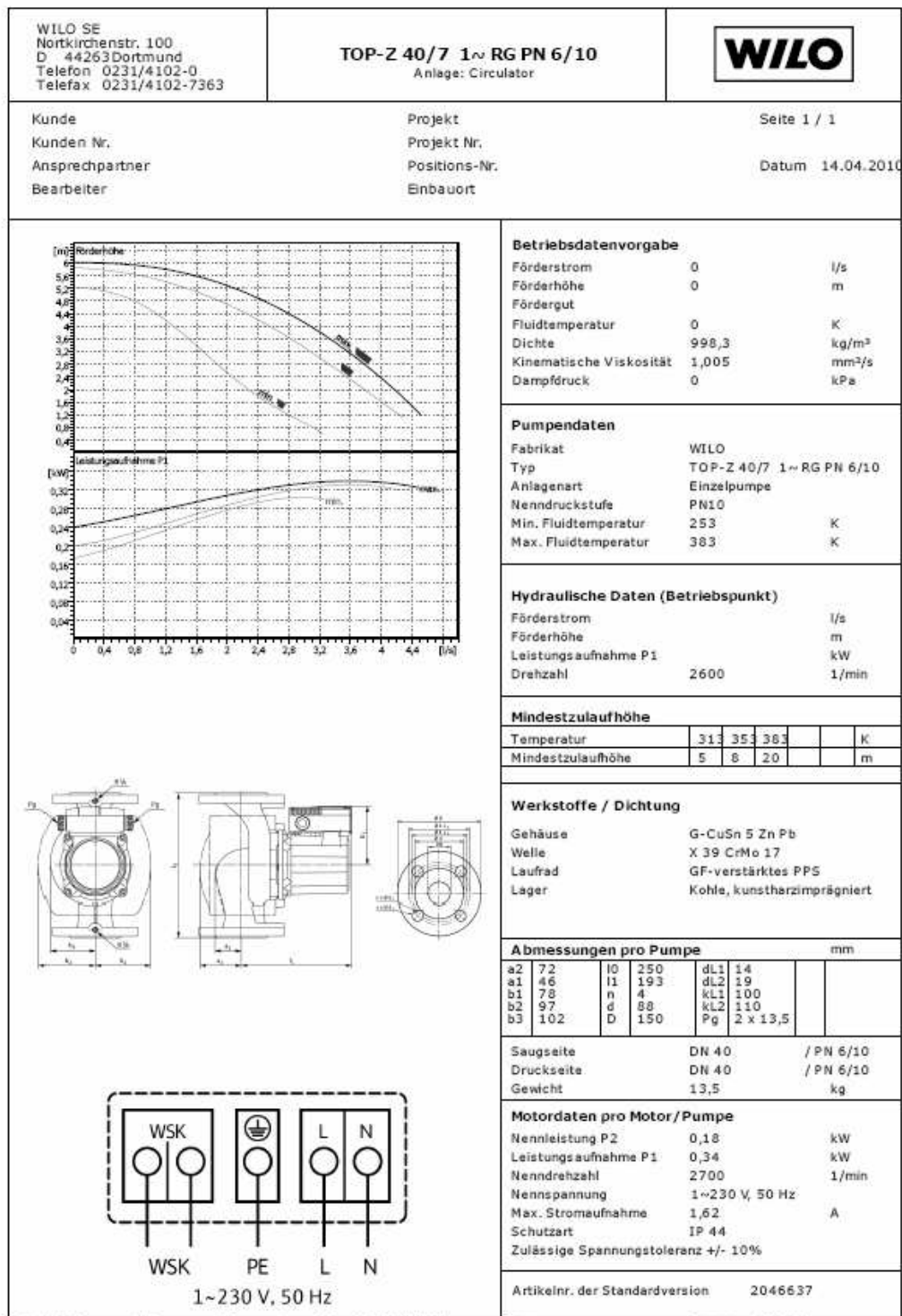
Pumpe das Pumpensystem optimiert werden. Hierbei müssten Differenzdrücke der einzelnen über den Tag wie lang welche Leistung fährt.

Ein weiteres Thema mit Zukunft, ist der hydraulische Abgleich. Mit dessen Hilfe kann Leitungsstränge ermittelt werden. Im Anschluss könnten dann an den entscheidenden Stellen im Leitungsnetz Regelarmaturen installiert werden um die unterschiedlichen Differenzdrücke auszugleichen.

Aller Voraussicht nach ist die Entwicklung von Hocheffizienzpumpen noch nicht am Ende. Die Zukunft wird den Beweis erbringen, dass unregelte Pumpen mit hohen Energiekosten nur noch in Ausnahmefällen zum Einsatz kommen.

VI. Anhang

| | | |
|------------|---|----------|
| A.1 | Datenblatt für Wilo TOP Z 40 | S. XII |
| A.2 | Angebot für Pumpentausch | S. XIII |
| A.3 | Preisblatt Medienabrechnung | S. XV |
| A.4 | Trend GLT Vergleichspumpe | S. XVI |
| A.5 | Trend einzelner Tag | S. XVII |
| A.6 | Diagramm mit ermittelter Leistungskurve Fall1 | S. XVIII |
| A.7 | Diagramm mit ermittelter Leistungskurve Fall2 | S. XIV |
| A.8 | Zeitstrahl für Wilo TOP Z 40 Fall 1 und 2 | S. XX |
| A.9 | Zeitstrahl für Wilo Stratos Z 40 Fall 1 und 2 | S. XXI |



Technische Änderungen vorbehalten.

Softwareversion 3.1.9 - 28.01.2010 (Build 30)

Benutzergruppe

Datenstatus 2009-11-11

Gebäudetechnik Ralf Steinhoff

Meisterfachbetrieb für Heizung - Lüftung - Sanitär - Klima

Universitätsklinikum Leipzig AÖR
Bereich 5 - Abt. TSZ
Liebigstraße 18
04103 Leipzig

ANGEBOT

Nr.: 10136

Datum: 15.02.2011

Betrifft: Austausch der Zirkulationspumpen - 2 Varianten

| Pos. | Menge | Bezeichnung | EP | GP |
|------|-------|---|---------|---------|
| 1 | | Titel Standard-Zirkulationspumpen | | |
| 1.01 | 4.00 | ST WILO Zirkulationspumpe TOP-Z DS Z 40/7, DN 40 x 250 mm, PN 6/10, 3x400 V liefern | 1162.60 | 4650.40 |
| 1.02 | 8.00 | ST Flanschdichtung asbestfrei, PN 6, 2 mm DN 40, 49 x 85 mm (I/A) liefern | 1.07 | 8.56 |
| 1.03 | 4.00 | Std. Monteurarbeit für den fachgerechten Tausch der Zirkulationspumpen, einschl. Elektroanschluß und Funktionsprobe | 28.00 | 112.00 |
| | | Titelsumme | € | 4770.96 |

Ralf Steinhoff
Dorfstraße 9
09646 Altmittweida
gebaeudetechnik-rs@web.de

Tel: 03727- 658233
Fax: 03727- 6596024
Mobil: 0151-40156076

Bankverbindung: Volksbank Mittweida
BLZ: 870 961 24
Kto-Nr.: 197005181
Steuer-Nummer: 222/277/02722

| | | | |
|------------|--|--|-----------------|
| 2 | Titel Hocheffizienz-Zirkulationspumpen | | |
| 2.01 | 4.00 | ST WILO Hocheffizienzpumpe Stratos Z40/1-8 230V, DN 40, Baulänge 220mm, PN6/10 mit BUS liefern | 1577.31 6309.24 |
| 2.02 | 4.00 | ST WILO Zubehör für Wilo Umwälzpumpen Flansch-Zwischenstutzen F 1-MS, PN 6 liefern | 58.83 235.32 |
| 2.03 | 12.00 | ST Flanschdichtung asbestfrei, PN 6, 2 mm DN 40, 49 x 85 mm (I/A) liefern | 1.07 12.84 |
| 2.04 | 4.00 | ST Sanpress-T-Stück Rotguss Nr.2217.2 76,1x 3/4" IG -> für bauseitige Fühlermessstellen liefern | 104.55 418.20 |
| 2.05 | 4.00 | ST Sanpress-Schiebemuffe Rotguss Nr.2215.5 76,1 mm liefern | 65.38 261.52 |
| 2.06 | 4.00 | ST Hahnverlängerung, messing verchromt 3/4", 50 mm liefern | 6.54 26.16 |
| 2.07 | 4.00 | x Erneuerung der Wärmedämmung im Bereich der neu installierten T-Stücke | 40.83 163.32 |
| 2.08 | 8.00 | Std. Monteurarbeit für den fachgerechten Tausch der Zirkulationspumpen, Einbau der Fühlermess- stellen, Elektroanschluß und Funktionsprobe | 28.00 224.00 |
| Titelsumme | | | € 7650.60 |

Zahlungsbedingungen

Netto innerhalb 14 Tagen

Die Gültigkeit des Angebotes beträgt 60 Tage. Im übrigen gilt die VOB.

Eine fach- und termingerechte Ausführung können wir Ihnen im Voraus zusichern.

Ich hoffe, mit diesem Angebot Ihren Vorstellungen zu entsprechen und verbleibe

mit freundlichen Grüßen

Preisblatt Medienabrechnung
Gültig vom 01.01.2011 - 31.12.2011

| Erläuterung | Netto | Brutto |
|----------------------------------|--------------|--------------|
| <u>Elektroenergie</u> | | |
| Entnahme NS- Netz bis 2500h/a * | 16,81 Ct/kWh | 20,00 Ct/kWh |
| Entnahme NS- Netz ab 2500h/a ** | 14,12 Ct/kWh | 16,80 Ct/kWh |
| Entnahme aus dem MS- Netz | 13,42 Ct/kWh | 15,97 Ct/kWh |
| <u>Wärmeenergie</u> | | |
| Entnahme aus den FW- Netz | 66,77 €/MWh | 79,46 €/MWh |
| <u>Wasser</u> | | |
| Trinkwasser aus den UKL Netz *** | 4,37 €/m³ | 5,20 €/m³ |
| <u>Warmwasser</u> | | |
| Warmwasser aus dem UKL Netz **** | 12,09 €/m³ | 14,39 €/m³ |
| <u>Kälte</u> | | |
| Kälte Entnahme aus dem UKL- Netz | 63,93 €/MWh | 76,08 €/MWh |

Anmerkungen

* Unregelmäßige Stromentnahme mit starken Leistungsbedarfsunterschieden
wie z.B. Baustrom, Inbetriebnahme, Wohnungen, kleine Praxen, Geschäfte

** Regelmäßige Stromentnahme mit kontinuierlichen Stromverbrauch
z.B. Vermietete Bereiche ab 1000 m²

*** Der Preis beinhaltet alle Nebenkosten, Abwasser- und Regenwassergebühren sowie
Zählerkosten Grundlage: Preise der Komm. Wasserwerke Leipzig

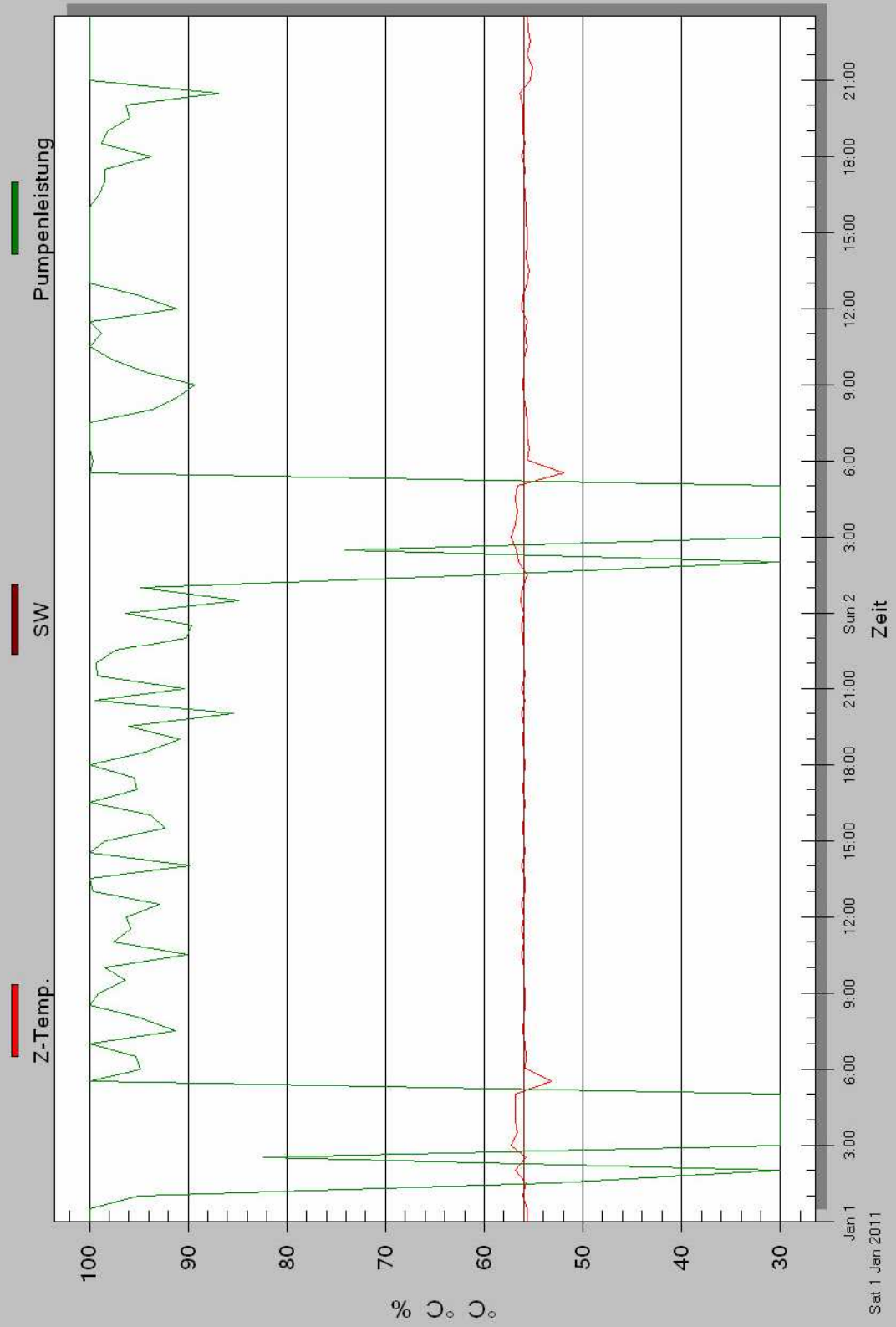
**** Berechnung lt. Heizkostenverordnung §9

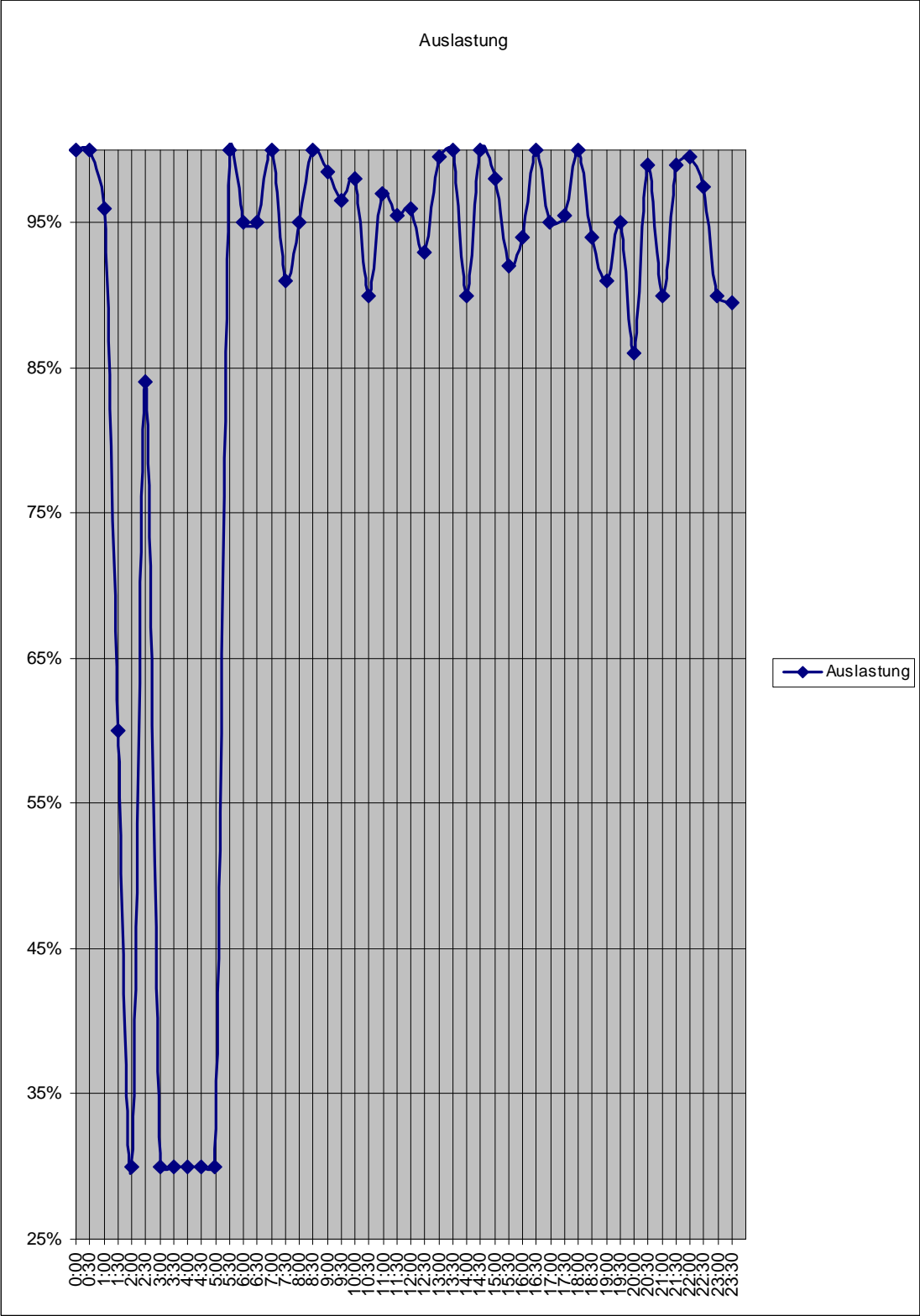
Autor: Fred Krümming Bereich 5 - Abt. TSZ - Energiemanagement Tel. - 19337

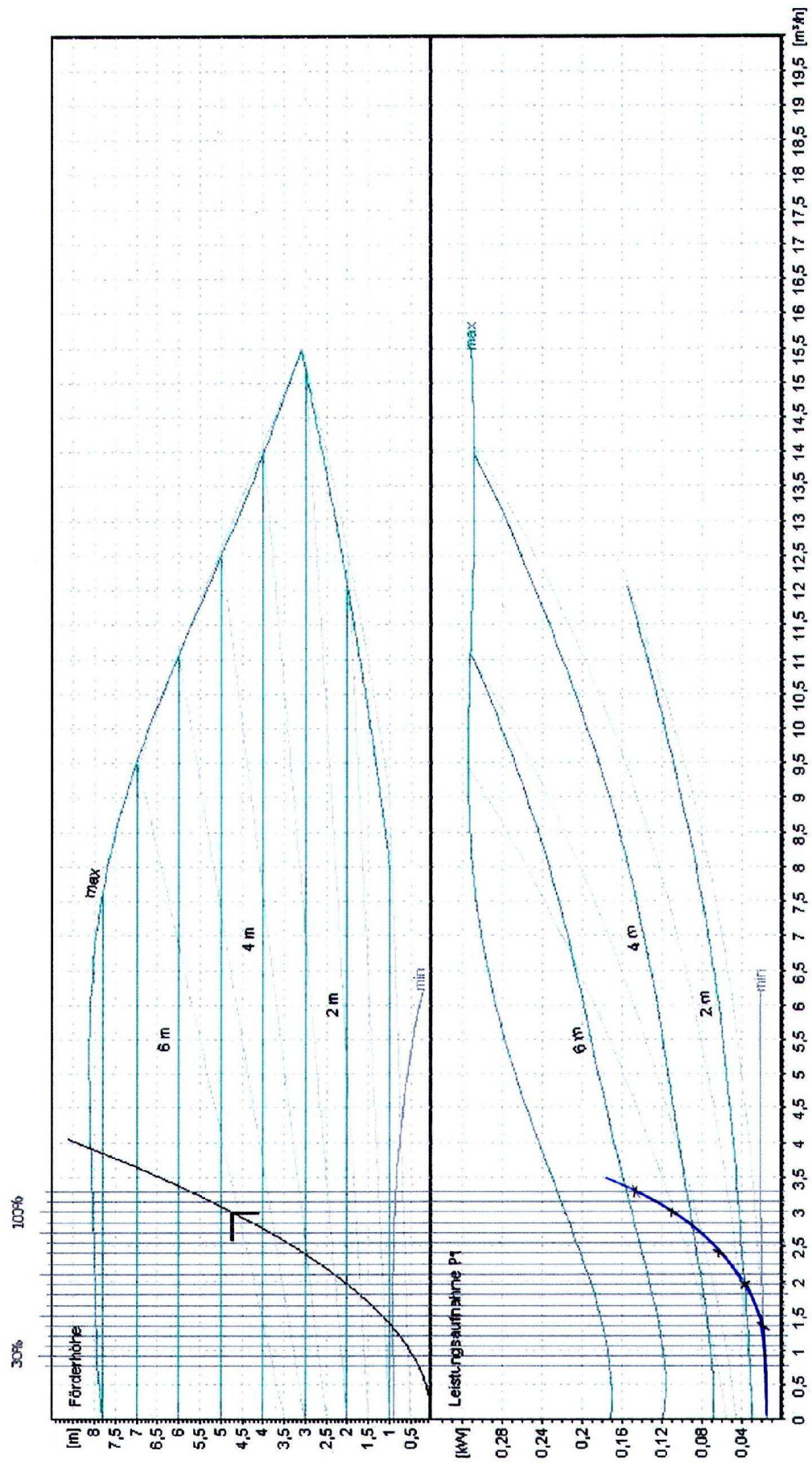
Stand:

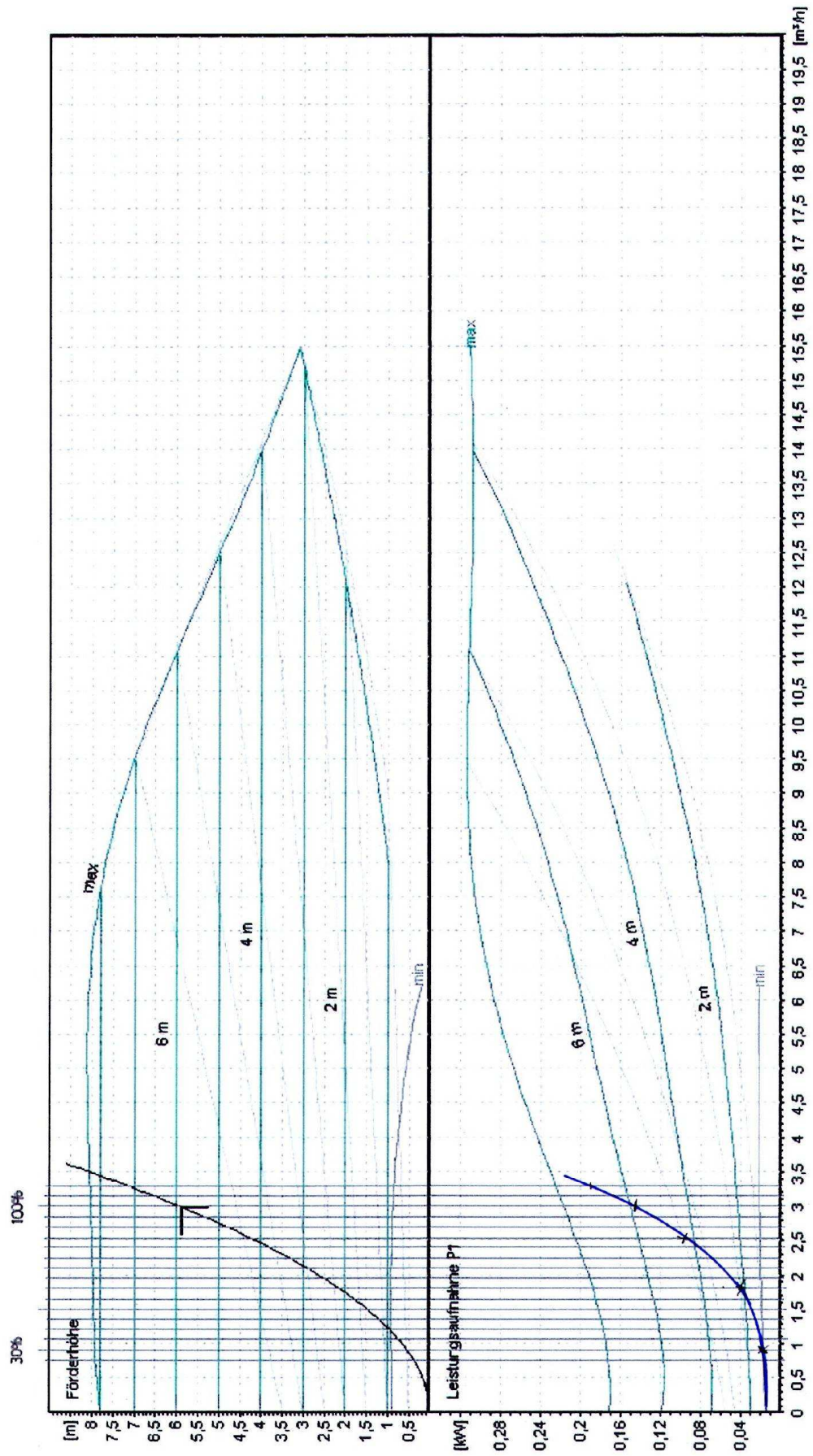
11.02.2011

Z-Pumpenregelung Kreis 1









| Fall 1: Wilo TOP Z 40 | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-------|
| | e_1 und a_1 | e_2 und a_2 | e_3 und a_3 | e_4 und a_4 | e_5 und a_5 | e_6 und a_6 | e_7 und a_7 | e_8 und a_8 | e_9 und a_9 | e_{10} und a_{10} | |
| Restwert | | | | | | | | | | 0,00 € | |
| laufende Einzahlungen e_n | 26,13 € | 27,08 € | 28,06 € | 29,08 € | 30,14 € | 31,23 € | 32,37 € | 33,54 € | 34,76 € | 36,02 € | |
| laufende Auszahlungen a_n | 265,94 € | 272,05 € | 278,31 € | 284,71 € | 291,26 € | 297,96 € | 304,81 € | 311,82 € | 318,99 € | 326,33 € | |
| Anschaffungsauszahlung | 1.192,74 € | | | | | | | | | | |
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| | | | | | | | | | | | Jahre |

| Fall 2: Wilo TOP Z 40 | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-------|
| | e_1 und a_1 | e_2 und a_2 | e_3 und a_3 | e_4 und a_4 | e_5 und a_5 | e_6 und a_6 | e_7 und a_7 | e_8 und a_8 | e_9 und a_9 | e_{10} und a_{10} | |
| Restwert | | | | | | | | | | 0,00 € | |
| laufende Einzahlungen e_n | 26,13 € | 27,08 € | 28,06 € | 29,08 € | 30,14 € | 31,23 € | 32,37 € | 33,54 € | 34,76 € | 36,02 € | |
| laufende Auszahlungen a_n | 330,26 € | 337,85 € | 345,62 € | 353,57 € | 361,70 € | 370,02 € | 378,53 € | 387,24 € | 396,15 € | 405,26 € | |
| Anschaffungsauszahlung | 1.192,74 € | | | | | | | | | | |
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| | | | | | | | | | | | Jahre |

| Fall 1: Wilo Stratos Z 40 | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-------|
| | e_1 und a_1 | e_2 und a_2 | e_3 und a_3 | e_4 und a_4 | e_5 und a_5 | e_6 und a_6 | e_7 und a_7 | e_8 und a_8 | e_9 und a_9 | e_{10} und a_{10} | |
| Restwert | | | | | | | | | | 0,00 € | |
| laufende Einzahlungen e_n | 158,32 € | 161,97 € | 165,69 € | 169,50 € | 173,40 € | 177,39 € | 181,47 € | 185,64 € | 189,91 € | 194,28 € | |
| laufende Auszahlungen a_n | 107,61 € | 110,09 € | 112,62 € | 115,21 € | 117,86 € | 120,57 € | 123,34 € | 126,18 € | 129,08 € | 132,05 € | |
| Anschaffungsauszahlung | 1.912,65 € | | | | | | | | | | |
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| | | | | | | | | | | | Jahre |

| Fall 2: Wilo Stratos Z 40 | | | | | | | | | | | |
|-----------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------|-----------------------|-------|
| | e_1 und a_1 | e_2 und a_2 | e_3 und a_3 | e_4 und a_4 | e_5 und a_5 | e_6 und a_6 | e_7 und a_7 | e_8 und a_8 | e_9 und a_9 | e_{10} und a_{10} | |
| Restwert | | | | | | | | | | 0,00 € | |
| laufende Einzahlungen e_n | 189,25 € | 193,60 € | 198,05 € | 202,61 € | 207,27 € | 212,04 € | 216,91 € | 221,90 € | 227,00 € | 232,23 € | |
| laufende Auszahlungen a_n | 141,01 € | 144,25 € | 147,57 € | 150,96 € | 154,44 € | 157,99 € | 161,62 € | 165,34 € | 169,14 € | 173,03 € | |
| Anschaffungsauszahlung | 1.912,65 € | | | | | | | | | | |
| | 0 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| | | | | | | | | | | | Jahre |

VII. Quellenverzeichnis

Agricola, Georg [Hüttenwesen, 1928]: Zwölf Bücher vom Berg- und Hüttenwesen, in: http://www.digitalis.uni-koeln.de/Agricola/agricola_index.html, 1928, 01.12.2010.

Anderegg, Jeremy [Archimedes, 2010]: Archimedes, in: <http://www.anderegg-web.ch/phil/archimedes.htm>, 11.03.2010, 21.02.2011.

Däumler, Klaus-Dieter; Grabe, Jürgen [Grundlagen Investitionsrechnung, 2007]: Grundlagen der Investitions- und Wirtschaftlichkeitsberechnung, 12., überarb. Aufl., Herne: NWB-Verlag, 2007.

Dena (Hrsg.) [Auslegung von Rohrleitungen, 2010]: Auslegung von Rohrleitungen von Pumpen und Pumpensystemen, in: <http://www.industrie-energieeffizienz.de/fileadmin/InitiativeEnergieEffizienz/system-effizienz/downloads/Rohrleitung.pdf>, 2010, 15.12.2010.

Dena (Hrsg.) [Auswahl von Pumpen, 2010]: Auswahl und Regelung von Pumpen und Pumpensystemen, in: <http://www.industrie-energieeffizienz.de/fileadmin/InitiativeEnergieEffizienz/system-effizienz/downloads/AuswahlRegelung.pdf>, 2010, 15.12.2010.

Dena (Hrsg.) [Lebenszykluskosten, 2010]: Lebenszykluskosten von Pumpen und Pumpensystemen, in: http://www.industrie-energieeffizienz.de/fileadmin/InitiativeEnergieEffizienz/referenzprojekte/images/Pumpensysteme_alleFactsheets.pdf, 2010, 05.01.2011.

Dena (Hrsg.) [Optimierung Anlagen, 2010]: Optimierung bestehender Anlagen von Pumpen und Pumpensystemen, in: <http://www.initiative-energieeffizienz.de/page/fileadmin/InitiativeEnergieEffizienz/system-effizienz/downloads/Optimierung.pdf>, 2010, 16.12.2010.

Destatis (Hrsg.) [Erzeugerpreise, 2010]: Erzeugerpreise April 2010, in: http://www.destatis.de/jetspeed/portal/cms/Sites/destatis/Internet/DE/Presse/pm/2010/05/PD10__179__61241,templateId=renderPrint.psml, 2010, 20.01.2011.

Deutsche Bundesbank (Hrsg.) [Kapitalmarktzins, 2011]: Durchschnittlicher Kapitalmarktzins im Euro-Raum, in: http://www.bundesbank.de/statistik/statistik_zeitreihen.php?func=row&tr=AV3712&year, 28.01.2011, 15.02.2011.

DIN 1988 Teil 3 [TRWI, 1988]: Technische Regeln für Trinkwasser-Installationen (TRWI), Ermittlung der Rohrdurchmesser, Berlin: Beuth Verlag, 1988

Grundfos (Hrsg.) [Systemlösungen Kälteanlagen, 2010]: Grundfos Pumpen und Systemlösungen für Kälte- und Klimaanlageanlagen, in: http://cbs.grundfos.com/export/sites/dk.grundfos.cbs/GWS_Germany/downloads/Download_Files/Systemloesungen_Kaelte_Klima.pdf, 2010, 20.12.2010.

Grundfos (Hrsg.) [Unternehmen, 2010]: Unternehmen, in: <http://www.grundfos.de/uebergrundfos/ueber-grundfos/unternehmen.html>, 2010, 13.02.2011.

KSB (Hrsg.) [Unternehmen, 2010]: Unternehmen, in: <http://www.ksb.com/ksb-de/Unternehmen/>, 2010, 03.02.2011.

Leske, Heiko [Klinikum Zahlen, 2009]: Das Universitätsklinikum in Zahlen, in: http://www.uniklinikum-leipzig.de/fakultaetklinikum/zahlen_fakten.html, 26.06.2009, 27.09.2010.

Mencke, Otto (Hrsg.) [Acta Eruditorum, 1689]: Acta Eruditorum - erste wissenschaftliche Zeitschrift Deutschlands, in: <http://www.digitalis.uni-koeln.de/Feldhausm/feldhausm839-852.pdf>, 1689, 04.10.2010.

o.V. [Organigramm, 2009]: Organigramm Bereich 5 – Planung und technische Gebäudeverwaltung, in: <http://intra.medizin.uni-leipzig.de>, 26.11.2009, 27.09.2010.

o.V. [Abschreibungstabelle, 2007]: Arbeitsentwurf einer Abschreibungstabelle, in: http://www.kommunale-verwaltung.sachsen.de/download/Kommunale_Verwaltung/Abschreibungstabelle.pdf, 19.02.2007, 17.01.2011.

o.V. [Förderung BAFA, 2010]: Förderung von Solarkollektoranlagen, in: http://www.bafa.de/bafa/de/energie/erneuerbare_energien/solarthermie/index.html, 2010, 04.10.2010.

o.V. [Sonderförderung KfW, 2011]: Energieeffizient Sanieren – Sonderförderung, in: http://www.kfw.de/kfw/de/II/II/Download_Center/Foerderprogramme/versteckter_Ordner_fuer_PDF/6000001776_M_431_EES_Sonderfoerderung.pdf, 2011, 12.02.2011.

o.V. [Verdrängerpumpe, 2003]: Verdrängerpumpe, in: http://www.impeller.net/magazine/enc_de/doc61x.asp, 28.10.2003, 04.10.2010.

o.V. [Kreiselpumpe, 2003]: Kreiselpumpe, in: http://www.impeller.net/magazine/enc_de/doc62x.asp, 28.10.2003, 04.10.2010.

Reinhardt, H. [Regelungstechnik, 2001]: Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau, Regelungstechnik, 20., überarb. u. erw. Aufl., Berlin: Springer, 2001.

Schneider, Silke [Pumpenindustrie, 2006]: Die deutsche Pumpenindustrie, in: http://www.vdma.org/wps/portal/Home/de/Branchen/P/PU/Wirtschaft_/PU_20060718_NM_ART_Die%20deutsche%20Pumpenindustrie?WCM_GLOBAL_CONTEXT=/wps/wcm/connect/vdma/Home/de/Branchen/P/PU/Wirtschaft_/PU_20060718_NM_ART_Die%20deutsche%20Pumpenindustrie, 2006, 12.12.2010

Singrün, Christoph; Mätje, Ulrike [Pumpen für den Weltmarkt, 2010]: Pumpen und Kompressoren für den Weltmarkt 2010, Langsame Konjunkturbelebung, in: http://www.vdma.org/wps/portal/!ut/p/c5/04_SB8K8xLLM9MSSzPy8xBz9CP0os3gLDx8LQwsLlyAKcjUwCnMzdXQzdTU2cDUDykfilrcwJ0a3s7ujh4m5j4GBhYubhYGRk6mZZ6CBi4GBpykB3eEg1-K3HSSPz3yQvAEO4Gig7-eRn5uqX5AbGmGQGZAOAI2zAf4!/dl3/d3/L0IDU0IKSWdra0EhIS9JTIJBQUlpQ2dBek15cUEhL1ICSIAxTkMxTkftMjd3ISEvN184SEw4MTg4Mjg4R0k0MEkwR0oyTEZCMTBNMQ!!/?WCM_PORTLET=PC_7_8HL8188288GI40I0GJ2LFB10M1000000_WCM&WCM_GLOBAL_CONTEXT=/wps/wcm/connect/vdma/Home/de/Branchen/P/PU/, 2010, 05.01.2011.

VDMA (Hrsg.) [Pumpenproduktion, 2009]: Deutsche Pumpenproduktion – Exporte – Importe, Statistisches Bundesamt, ohne Nummer, 2009.

VDMA (Hrsg.) [Pumpenproduktion, 2010]: Deutsche Pumpenproduktion – Exporte – Importe, Statistisches Bundesamt, ohne Nummer, 2010.

Wilo (Hrsg.) [Pumpenfibel, 2005]: Grundlagen der Pumpentechnik - Pumpenfibel, 4., überarb. u. akt. Aufl, in: http://www.wilo.es/cps/rde/xbcr/es-es/Pumpenfibel_W2191.pdf, 2005, 10.02.2011.

Wilo (Hrsg.) [Unternehmen, 2010]: Unternehmen, in: <http://www.wilo.de/cps/rde/xchg/de-de/layout.xsl/86.htm>, 2010, 03.02.2011.

XIII. Erklärung zur selbständigen Anfertigung der Arbeit

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Seifersbach, den Unterschrift